



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

JONI EIHOLA

KAIVOSLASTAAJAN HYÖTYSUHTEEN TARKASTELU JA TUOT-
TOSÄÄTÖISEN PUMPPUOHJAUKSEN TESTAUS

Diplomityö

Tarkastaja: professori Kalevi Huhtala
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Automaatio-, kone- ja materiaalitekni-
kan tiedekuntaneuvoston kokoukses-
sa 17. elokuuta 2011

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Konetekniikan koulutusohjelma

EIHOLA, JONI: Kaivoslastaajan hyötysuhteen tarkastelu ja tuottosäätöisen pumppuohjauksen testaus

Diplomityö, 97 sivua, 8 liitesivua

Marraskuu 2011

Pääaine: Hydraulitekniikka

Tarkastaja: professori Kalevi Huhtala

Avainsanat: Energiatehokkuus, hydraulikka, hyötysuhde, kaivoslastaaja, mobiilekone, tuottosäätö

Tämän diplomityön tarkoituksena oli tarkastella Sandvik Mining and Construction Oy:n valmistaman kaivoslastaajan LH514 hydraulista hyötysuhdetta, sekä tutkia Parkerin uuden tuottosäätöisen pumppuohjauksen toimintaa ja soveltamismahdollisuuksia lastaus- ja kuljetuskoneissa. Työn aihepiiriä lähestyttiin siten, että pidettiin päivän mittaiset workshopit suurimpien komponenttitoimittajien Parker Hannifinin ja Bosch Rexrothin asiantuntijoiden kanssa. Järjestettyjen workshopien myötä saatiin muutamia uusia näkökulmia ja kehitysideoita kaivoslastaajan hydraulikan hyötysuhteen kehittämiseksi.

Hyötysuhdetta parantavia ratkaisuja pohdittiin yleisellä tasolla enemmän keskittyen pääasiallisesti kaivoslastaajan hydraulikalla toteutettuihin toimintoihin. Teoreettisen tarkastelun lisäksi tehtiin kartoitus kaivoslastaajan LH514 putkitus- ja liitinnratkaisusta, sekä näiden pohjalta parannusehdotuksia nykyisille ratkaisuille. Uusien ratkaisujen perusteella on tarkoitus tehdä tarkemmat laskelmat ja muutosehdotukset tulevaisuudessa.

Työn aikana testausmahdollisuudet tuotantokoneessa olivat hyvin rajalliset, joten tuottosäätöisen pumpun testaus päätettiin suorittaa testipenkissä. Testijärjestelmä rakennettiin vastaamaan mahdollisimman hyvin todellisen kuljetuskoneen dieselmoottorin jäähdytyspiiriä. Jäähdytyspiiri valittiin sillä perusteella, että testauksella pyrittiin saamaan tietoa pumpun uuden säätötavan vaikutuksesta nykyisessä järjestelmässä esiinty-neisiin suuriin painevärähtelyihin. Painevärähtelyt olivat rikkoneet aikaisemmin useissa tuotantokoneissa olleita pumppuja, joten ongelmaan yritettiin löytää ratkaisu tätä kautta.

Tuottosäätöistä pumppua testattiin usealla eri järjestelyllä. Käytössä oli muun muassa ulkoinen PID-säädin, jonka avulla haluttiin vertailla sen ja ohjausjärjestelmän sisälle ohjelmoidun säätimen välisiä eroja. Lisäksi säätimen takaisinkytkentäsignaalina käytettiin kahta eri suuretta, pumpun vinolevyn asematiedon perusteella laskettua tilavuusvirran arvoa ja puhaltimien pyörimisnopeutta. Ohjausohjelmisto suunniteltiin siten, että halutun takaisinkytkentäsuureen pystyy valitsemaan ohjausjärjestelmän näytön kautta.

Testiajoja suoritettiin paljon, ja järjestelmän eri toimintatilanteita testattiin monipuolisesti. Mittausdataa kertyi runsaasti, ja tulosten perusteella voidaan todeta, että järjestelmän toiminta riippuu voimakkaasti PID-säätimen parametreista. Järjestelmä saatiin toimimaan tietyillä parametrienarvoilla hyvin ja säätötavan avulla voidaan olettaa painevärähtelyjen vähenevän myös todellisessa koneessa. Säädettävän suureen tarkkuuden ja järjestelmän värähtelyjen suhteen joudutaan aina tekemään kompromissi.

Testien perusteella voidaan tehdä se johtopäätös, että kyseinen säätötapa tarvitsee vielä samantyyppiset testit todellisessa koneessa. Testipenkissä saavutetut tulokset puhallinpiirikäytössä ovat kuitenkin lupaavia, ja pumpun ohjausohjelmisto saatiin kehitettyä toimivaksi. Useat pienet ongelmakohdat toivat hieman epävarmuutta testituloksiin, mutta testien perusteella voidaan olettaa, että painevärähtelyjä saadaan uudella pumppu-ratkaisulla vähennettyä riittävästi sopivalla parametrienarvojen yhdistelmällä.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Mechanical Engineering

EIHOLA, JONI: Analysis of Mine Loader Efficiency and Testing of Flow rate -adjusted Pump Control

Master of Science Thesis, 97 pages, 8 Appendix pages

November 2011

Major: Hydraulic engineering

Examiner: Professor Kalevi Huhtala

Keywords: Efficiency, energy efficiency, flow rate -adjustment, hydraulics, mine loader, mobile machine

The purpose of this master's thesis was to examine hydraulic efficiency of mine loader LH514, manufactured by Sandvik Mining and Construction Ltd. Another purpose was to examine the operation of Parker's new flow rate -adjusted pump control and its applying possibilities on mine loaders and dumpers. The work began with workshops with the most important component suppliers Parker Hannifin and Bosch Rexroth and those meetings gave a few new points of view and development ideas for the work.

Improvement solutions of energy efficiency were considered in more general level, focusing mainly on mine loader's different functions realized by hydraulics. In addition to theoretical examinations, a survey was done of mine loader LH514 piping and connector solutions to find out improvements for current solutions. More specific calculations and amendments in the future are going to be done based on these new solutions.

Because of the limited testing possibilities in the real machine, the testing of flow rate -adjusted pump was decided to perform on a test bench. The test system was built to respond to the diesel engine cooling circuit of the actual machine as much as possible. The cooling circuit was chosen so that the aim of the testing was to gather information about the effect of a new way to control the pump on the high pressure oscillations appeared in the current system. Pressure oscillations had previously broken several pumps in production machines, so a solution for this problem was also searched in the tests.

Flow rate -adjusted pump was tested with several different arrangements. For example external PID-controller was used to compare differences between it and control systems internal controller. As feedback signal of the controller two different quantities were used: flow rate calculated by position of the pump's swash plate and rotation speed of fans. Control software was designed in a way that allows choosing the feedback signal from control system's display.

Lots of test runs were done and different operating situations of the system were tested versatile. Lots of measurement data was accumulated and based on these results can be said that system's operation depends highly on parameters of PID-controller. The system worked well with certain parameter values and pressure oscillations can be assumed to reduce with this adjustment method also in the real machine. A compromise has to be done between the accuracy of adjustable quantity and system's oscillations.

Based on the tests a conclusion can be made: adjustment method in question needs similar tests with the real machine. Results achieved in the test bench with cooling circuit are promising and pump's control software was developed functional. Several small problem points brought some uncertainties to test results, but based on the tests can be assumed that pressure oscillations can be reduced enough with new pump solution when using the right combination of parameter values.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty osana Sandvik Mining and Construction Oy:n energiansäästöön liittyvää projektia Turun toimipisteessä. Projektin rahoitus on ollut kunnossa jo hieman kauemmin, ja tämän työn on tarkoitus toimia varsinaisena aloittavana tekijänä kyseiselle projektille. Tutkimusta on tarkoitus jatkaa ja laajentaa myös tämän työn valmistumisen jälkeen. Seuraava osa projektista koskee kaivoslastaajan puomi- ja kauha-hydrauliikan tarkempaa analysointia ja kehitystä, jossa myös energiatehokkuuden näkökulma on vahvasti mukana.

Tampereen teknillisen yliopiston hydrauliikan ja automaatiotekniikan laitokselta työn tarkastajana on toiminut professori Kalevi Huhtala. Haluan kiittää häntä neuvoista, joita olen tarvittaessa saanut työn suorittamiseen liittyen, sekä työn aloittamiseen liittyvien käytännön asioiden hoitamisesta. Työn ohjaajana on toiminut Sami Haikio, joka toimii Sandvikin Turun toimipisteen hydrauliikkatiimin vetäjänä. Kiitokset hänelle suuresta määrästä neuvoja, ideoita ja opastusta, joita olen saanut työn tekemisen aikana. Kiitokset yhteistyöstä myös muille hydrauliikkatiimin jäsenille, etenkin Miika Sahalle, jonka avustuksella suuri osa työn testijärjestelmän toteutusvaiheista käytiin läpi. Pumpptestin ohjausohjelmiston kehittämisestä haluan kiittää Sami Männikköä Sandvikin automaatio-osastolta. Haluan myös kiittää komponenttikorjaamon työntekijöitä avusta testipenkkiin liittyvissä käytännön asioissa.

Lopuksi haluan kiittää Sandvik Mining and Construction Oy:tä monipuolisen ja haastavan diplomityöpaikan ja -aiheen tarjoamisesta. Kiitokset myös vanhemmilleni Eerolle ja Jaanalle sekä tyttöystävälleni Johannalle tuesta työn tekemisen aikana.

Turussa 14. lokakuuta 2011

Joni Eihola
Karrinkatu 7 D 38
20320 Turku
joni.eihola@gmail.com

SISÄLLYS

1	Johdanto	1
2	Hyötysuhteen kehittämisen tarve	3
2.1	Lainsäädännön näkökulmasta	3
2.2	Loppukäyttäjän näkökulmasta	4
3	Mobilekoneen hydraulinen hyötysuhde	5
3.1	Yksittäisten komponenttien hyötysuhteet	5
3.1.1	Dieselmoottori	5
3.1.2	Hydraulipumppu	6
3.1.3	Hydraulimoottori	7
3.1.4	Hydrauliventtiilit	8
3.1.5	Putkisto	8
3.2	Hydraulijärjestelmät mobilekoneiden työliikkeissä	9
3.2.1	Vakiotilavuusvirtajärjestelmä	10
3.2.2	Vakiopainejärjestelmä	11
3.2.3	Kuormantunteva järjestelmä	11
3.2.4	Sähköinen kuormantunto	12
3.3	Mobilekoneen jäähdytystarve ja -ratkaisut	13
4	Mobilekoneen ajotoiminnot	16
4.1	Ajovoimansiirto	16
4.1.1	Hydrodynaaminen ajovoimansiirto	17
4.1.2	Hydrostaattinen ajovoimansiirto	18
4.2	Jarrupiirin hydraulikka	20
5	Tarkasteluihin valittu kaivoslastaaja	22
5.1	Kaivoslastaajan LH514 rakenne	22
5.2	Kaivoslastaajan LH514 sisältämä hydraulikka	24
5.2.1	Pumput ja niiden säätimet	25
5.2.2	Ohjaushydraulikka	26
5.2.3	Työhydraulikka	28
5.2.4	Jäähdyttimet	29
5.2.5	Jarrupiirin hydraulikka	31
5.3	Ajovoimansiirto	32
5.4	Kaivoslastaajan tyypillinen työsykli	34
6	Hyötysuhteen kehityskeinoja	36
6.1	Energiatehokkaan hydraulijärjestelmän määritelmä	36
6.2	Workshopit komponenttitoimittajien kanssa	38
6.2.1	Workshop Parker Hannifin	39
6.2.2	Workshop Bosch Rexroth	40
6.3	Työliikkeiden energiatehokkuuden kehityskeinoja	41
6.3.1	Electrohydraulic Flow Matching (EFM)	42
6.3.2	Toimilaitteiden pumppuohjaus	44

6.3.3	Regeneratiiviset kytkennät sylinterikäytöissä.....	45
6.4	Ajotoimintojen energiatehokkuuden kehitysketjuja.....	47
6.4.1	Hydraulinen hybridikäyttö.....	47
6.4.2	Power-split CVT -vaihteisto.....	50
7	Tuottosäätöisen pumppuohjauksen testaus.....	53
7.1	Nykyisen jäähdytinsäätötoiminta.....	53
7.2	Uusi jäähdytyspuhallinpumppu.....	54
7.3	Pumpun ohjausohjelmisto ja testijärjestelyt.....	56
7.4	Ulkoinen PID-säädin.....	59
7.5	Proportionaaliventtiilien ohjausmoduuli.....	60
7.6	Testikoneikko.....	61
7.7	Testijärjestelmän rakenne ja toimintakuvaus.....	64
7.8	Mittalaitteisto ja mitattavat suureet.....	65
8	Valmiin järjestelmän testiajot.....	67
8.1	Testiajo manuaalisesti jännitelähteellä.....	67
8.2	Testiajot ohjausjärjestelmän kautta.....	68
8.2.1	Pyörimisnopeussäätö.....	71
8.2.2	Tilavuusvirtasäätö.....	77
8.3	Testiajot Parkerin ulkoisten moduulien kautta.....	83
8.4	Vertailu vanhaan järjestelmään.....	87
8.5	Kehitystyö tulevaisuudessa.....	88
9	Tuottosäädön energiatehokkaita sovelluksia kaivoslastaajaan.....	89
9.1	Rakennemuutos jarru- ja puhallinpiiriin.....	89
9.2	Tuottosäätöisen pumpun soveltaminen puomi- ja kauhahydrauliikassa.....	91
10	Johtopäätökset.....	93
	Lähteet.....	95
	Liite 1: Kaivoslastaajan LH514 hydraulikaavio.....	98
	Liite 2: Pumpun ohjausohjelmiston toimintaa selventäviä kohtia.....	99
	Liite 3: Testijärjestelmän hydraulikaavio.....	102
	Liite 4: Testijärjestelmän kytkentäkaavio.....	103
	Liite 5: Testipenkin AIDCO 900 hydraulikaavio.....	104

TERMIT JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT

Symbolit

Δp	Paine-ero [Pa], [bar]
Δp_{LS}	LS-järjestelmässä syntyvä paine-ero [Pa], [bar]
ε_m	Hydraulimoottorin kulman asetus [-]
ε_p	Hydraulipumpun kulman asetus [-]
η_{hm}	Hydromekaaninen hyötysuhde [-]
η_{hydr}	Hydraulinen hyötysuhde [-]
η_m	Hydraulimoottorin kokonaishyötysuhde [-]
η_{mek}	Mekaaninen hyötysuhde [-]
η_p	Hydraulipumpun kokonaishyötysuhde [-]
$\eta_{putkisto}$	Putkiston kokonaishyötysuhde [-]
η_{tot}	Hydraulijärjestelmän kokonaishyötysuhde [-]
η_v	Volumetrinen hyötysuhde [-]
$\eta_{vaihteisto}$	Vaihteiston kokonaishyötysuhde [-]
ρ	Tiheys [kg/m ³]
λ	Kitkavastuskerroin [-]
ζ	Kertavastuskerroin [-]
d	Halkaisija [m]
h	Hydraulinen teho-osuus [-]
l	Pituus [m]
m	Mekaaninen teho-osuus [-]
p_L	Kuormanpaine [Pa]
p_s	Hydraulijärjestelmän syöttöpaine [Pa], [bar]
P_{hydr}	Hydraulinen teho [W]
Q	Tilavuusvirta [m ³ /s], [l/min]
Re	Reynoldsin luku [-]
v	Nopeus [m/s], [km/h]
V_{gm}	Hydraulimoottorin kierrostilavuus [m ³], [cm ³]
V_{gp}	Hydraulipumpun kierrostilavuus [m ³], [cm ³]

Lyhenteet

CAD	Computer-Aided Design, tietokoneavusteinen suunnittelu
CAN	Controlled Area Network, automaatioväylä, jota käytetään yleisesti ajoneuvoissa, koneissa ja teollisuuslaitteissa
CANopen	Standardisoitu kommunikaatioprotokolla CAN-väylälle automaatiotekniikan sulautetuissa järjestelmissä
CCEFP	Center for Compact and Efficient Fluid Power

CoDeSys	Controller Development System, ohjauslaitteiden ohjelmointiin tarkoitettu kansainvälisen IEC 61131-3 normin mukainen ohjelmointiympäristö
CP	Constant Pressure, vakiopaine
CVT	Continuously Variable Transmission, portaaton automaattivaihteisto
ELS	Electric Load Sensing, sähköinen kuormantunto
EPA	Environmental Protection Agency, Yhdysvaltain ympäristönsuojeluvirasto
FBD	Function Block Diagram, CoDeSys-ohjelmoinnissa käytävä toimintalohkokaavio visuaaliseen ohjelmointiin
HRB	Hydraulic Regenerative Braking, Bosch Rexrothin sovellus hydrauliselle hybridille
HVT	Hydraulic Variable Transmission, Bosch Rexrothin sovellus Power-Split CVT-vaihteistosta
IEC	International Electrotechnical Commission, kansainvälinen sähköalan standardointiorganisaatio
LH	Load and Haul, kaivoslastaajasta käytetty lyhenne
LS	Load Sensing, kuormantunteva
PID	Proportional-Integral-Derivative, säätötekniikan perussäätimestä käytetty lyhenne
Posi-Stop	Jarrujärjestelmä, jossa jarru kytkeytyy pois hydraulijärjestelmän paineella
PSCVT	Power-Split Continuously Variable Transmission, Power-Split CVT -vaihteisto
PWM	Pulse Width Modulation, pulssinleveysmodulointi
ROS	Remote Optical Sensor, lyhenne Monarch Instrumentsin valmistamasta optisesta pulssianturista
rpm	Rounds per minute, kierrosta minuutissa
TTY	Tampereen teknillinen yliopisto
WLAN	Wireless Local Area Network, langaton lähiverkkotekniikka

1 JOHDANTO

Tämän diplomityön tarkoituksena on tarkastella erilaisia keinoja ja järjestelmän rakennetarkaisuja, joiden avulla pystytään parantamaan Sandvik Mining and Construction Oy:n keskikokoluokkaa edustavan kaivoslastaajan LH514 hydraulista hyötysuhdetta. Sandvik Mining and Construction Oy:n Turun toimipisteessä suunnitellaan, kehitetään ja valmistetaan kiven louhintaan ja siirtämiseen tarkoitettuja lastaus- ja kuljetuskoneita. Tämän diplomityön on tarkoitus toimia aloittavana tekijänä yrityksen sisäiselle projektille, jonka tavoitteena on parantaa valmistettavien työkonoiden energiatehokkuutta. Projekti koskee erityisesti kaivoslastaajien ja kuljetuskonoiden hydraulijärjestelmiä.

Työn alussa perustellaan tarvetta hyötysuhteen jatkuvalla parantamiselle. Hydraulii-
kan käyttö on hyvin keskeisessä asemassa raskaamman kaluston mobilesovelluksissa sillä saavutettavan hyvän tehotehokkuuden ansiosta, mikä tarkoittaa sitä, että verrattain pienillä komponenteilla pystytään käsittelemään suuria tehoja. Lisäksi työn alkuosassa tehdään yleiskatsaus siihen, mistä tyyppillisen mobiletyökoneen hydraulinen hyötysuhde koostuu. Asiaan ei komponenttitasolla paneuduta kovinkaan yksityiskohtaisesti. Tavoitteena on lähinnä tarkastella, mitkä komponentit vaikuttavat eniten hyötysuhteeseen ja millaisia häviöitä tyyppillisissä järjestelmä-rakenteissa esiintyy. Tätä kautta voidaan perustella sitä, millä tavalla hyötysuhdetta voidaan hydraulii-
kan osalta lähtökohtaisesti alkaa parantamaan.

Työn tavoitteena on päästä myös konkreettisesti testaamaan jotain komponenttia tai järjestelmä-rakennetta, jonka avulla kaivoslastaajan hyötysuhdetta voidaan oletettavasti parantaa. Saavutettujen tulosten perusteella on tarkoitus analysoida tarkemmin kyseisen ratkaisun toimivuutta. Tätä edeltävässä osiossa työssä tullaan tarkastelemaan mahdollisimman monipuolisesti erilaisia vaihtoehtoja, jotka voisivat soveltua Sandvikin valmistaman kaivoslastaajan rakenteeseen. On selvää, että kovin monimutkaisia järjestelmiä ei tämän työn aikataulun puitteissa ole mahdollista testata ja analysoida. Teoreettisen tarkastelun osalta pohditaan ratkaisuja periaatteellisella tasolla, ja mittaus-tulosten avulla pyritään saamaan joitain konkreettisia tuloksia työn loppupuolella. Kehitystyötä on tarkoitus jatkaa myös tulevaisuudessa, sillä kovin pitkälle ainakaan testaamisen osalta ei tämän työn aikana vielä päästä. Tarkoitus onkin lähinnä kehittää pohjaa, joka helpottaisi projektin jatkamista eteenpäin tulevaisuudessa.

Kaivoslastaajan hyötysuhdetta voidaan tarkastella monin tavoin lähtemällä liikkeelle joko yksittäisten komponenttien valinnasta tai suoraan järjestelmä-ratkaisujen analysoinnista. On olemassa myös monia keinoja, joiden kautta energiatehokkaita ratkaisuja voidaan lähteä tutkimaan. Eräs mahdollisuus on esimerkiksi tutkia erilaisia patenttiratkaisuja, joita alalla olevat kilpailijat ovat jo aikaisemmin tehneet, sekä ottaa huomioon tar-

keimpien komponenttitoimittajien ehdotukset ja uudet ideat. Tämän työn alkuvaiheessa järjestetään erilliset yhden työpäivän kestävät workshopit suurimpien komponenttivalmistajien kanssa. Tarkoituksena on pyrkiä löytämään energiatehokkaita ratkaisuja, joita voidaan lähteä kehittämään eteenpäin kaivoslastaajan näkökulmasta. Työssä tullaan tekemään lyhyt yhteenveto workshopien sisällöstä, sekä kirjoittamaan vähintään yleisellä tasolla yksittäisistä lupaavista ratkaisuista.

Työkoneen energiatehokkuudesta puhuttaessa on tärkeää tarkastella koneen kokonaista työsykliä, jolloin kaikki tehohäviöihin vaikuttavat osatekijät tulevat mukaan tarkasteluun. Esimerkiksi mobiletyökoneelle tyypillisen kaivamisliikkeen analysointi antaa aivan liian pienet häviöt, jos toimilaitteen paluuliike jätetään kokonaan huomioimatta. Toisaalta jos tarkastellaan ainoastaan työliikkeitä, jäävät ajotoiminnot huomioimatta. Kaivoslastaajan tyypillistä työsykliä ajatellen tämä ei ole kovinkaan realistinen näkökulma, joten tässä työssä pyritään tarkastelemaan molempia osa-alueita mahdollisimman monipuolisesti. Jos taas halutaan tarkastella jonkin yksittäisen toiminnon hyötysuhdetta, pitää huomioida kyseisen toiminnon tehonkulutus verrattuna koko koneen kuluttamaan tehoon. Näin saadaan realistinen kuva siitä, miten kyseistä toimintoa tehostamalla saadaan koneen kokonaishyötysuhdetta parannettua. Esimerkiksi harvoin käytetyn toiminnon energiatehokkuuden parantaminen 50 prosentilla ei välttämättä kasvata koko koneen hyötysuhdetta monellakaan prosentilla.

Työn toisessa luvussa tullaan käsittelemään taustaa sille, miksi hyötysuhteen parantamiselle on todellista tarvetta tällä hetkellä. Luvussa kolme tarkastellaan mobilekoneen hyötysuhdetta yksittäisten komponenttien tasolla. Lisäksi käydään läpi mobilekoneissa tyypillisesti esiintyvien hydraulijärjestelmien etuja ja haittoja, sekä niissä esiintyvän häviötehon muodostumista. Neljännessä luvussa käydään läpi mobilekoneen ajotoimintoja ja niiden vaikutusta koko koneen hyötysuhteeseen. Viidennessä luvussa esitellään tässä työssä tarkastelun kohteeksi valitun kaivoslastaajan LH514 rakennetta keskittyen tarkemmin koneen hydraulisiin toimintoihin. Luvussa käsitellään lyhyesti myös muut koneen toiminnan kannalta oleelliset komponentit. Luvun kuusi alussa käydään läpi suurimpien komponenttitoimittajien, Parker Hannifinin ja Bosch Rexrothin kanssa pidettyjen päivän mittaisten workshopien mukanaan tuomia ideoita. Tämän jälkeen pohditaan tarkemmin muutamia erityyppisiä ratkaisuja, jotka soveltuisivat kaivoslastaajan LH514 hydraulisen hyötysuhteen kehittämiseen. Tässä vaiheessa on tarkoitus myös päättää, mitä ratkaisua lähdetään mahdollisten resurssien ja aikataulun puitteissa konkreettisesti kokeilemaan tässä työssä. Luvussa seitsemän dokumentoidaan ratkaisuksi valitun uuden tuottosäätöisen pumpun ja sen toiminnan testaamiseksi rakennetun järjestelmän toimintaa, sekä siinä käytettävät komponentit. Luvussa kahdeksan esitellään tarkemmin järjestelmälle asetetut tavoitteet ja eri testijärjestelyillä saavutettuja mittaus tuloksia. Luvun lopussa tarkastellaan sitä, miten kehitystä voitaisiin työn pohjalta edelleen jatkaa tulevaisuudessa. Luvussa yhdeksän esitellään tuottosäätöiselle pumpulle kehitettyjä energiatehokkuutta parantavia sovelluksia kaivoslastaajaan. Luvussa kymmenen tehdään tarkemmat johtopäätökset työn sisällöstä kokonaisuudessaan, sekä työn tekemisen aikana saavutetuista tuloksista.

2 HYÖTYSUHTEN KEHITTÄMISEN TARVE

Mobilekoneen hyötysuhteella on merkitystä useasta näkökulmasta katsottuna. Tärkeimmän vaatimuksen jatkuvalle kehittämiselle aiheuttaa selkeästi energian hinnan kallistuminen. Järjestelmien energiatalous on siten keskeisessä asemassa, kun pyritään minimoimaan energiankäytöstä johtuvia kustannuksia. Nykyään ei riitä enää pelkästään asiakkaan tarpeen kannalta suunniteltu koneen rakenne, vaan suunnittelussa tulee ottaa huomioon myös lainsäädännön asettamat rajoitukset.

Tässä luvussa pyritään lyhyesti perustelemaan sitä, miksi työkoneiden energiatehokkuutta tulisi pyrkiä parantamaan. Näkökulmiksi tarkasteluun on otettu niin lainsäädännön asettamat vaatimukset kuin loppukäyttäjälle koituvat hyödyt. Samassa yhteydessä esitetään muutamia laskelmia siitä, kuinka paljon voidaan säästää polttoainekuiluissa tietyllä hyötysuhteen paranemisella Sandvikin valmistajan kaivoslastaajan tapauksessa.

2.1 Lainsäädännön näkökulmasta

Nykyinen lainsäädäntö aiheuttaa yhä enemmän rajoituksia ja vaatimuksia mobilekoneiden valmistajille. Uudet säädökset liittyvät usein energiankulutukseen ja päästöihin, jolloin mobilesovellusten hyötysuhteella on suora vaikutus näiden vaatimusten täyttymiseen. Enää ei riitä, että suunniteltu mobilekone toteuttaa sille asetetut työtehtävät ja muut sen toiminnalle asetetut vaatimukset. Viimeisin ja haastavin lainsäädäntöön liittyvä muutos on dieselmootoreiden päästömääräyksiin kohdistuva Tier 4-ohjelma. Ohjelma lähti liikkeelle vuonna 1994 Euroopan Parlamentin ja Environmental Protection Agencyn (EPA) tekemistä standardien luonnoksista, koskien non-road eli tieliikenneasetusten ulkopuolella käytettäviä dieselmootoreita. Ohjelman ensimmäinen vaihe eli Tier 1 esiteltiin vuonna 1999. Tämän jälkeen on siirrytty Tier 2:n ja Tier 3:n kautta viimeisimpään muutosvaiheeseen, eli Tier 4:n voimaantuloon. (Engine Emissions Seminar 2010.)

Resurssitarpeiden on arvioitu nousevan jopa kaksinkertaisiksi verrattuna Tier 3:een. Tier 4:n lopullinen voimaantuminen tulee tapahtumaan vuosien 2011 ja 2014 välisenä aikana. Tier 3 aiheutti uusia vaatimuksia jähdyttimille ja suurensi niiden kokoa lähelle maksimaalista käytännöllistä kokoaan. Siirtyminen Tier 4:ään luo jo ennakkovaatimuksiensa osalta tarpeen hyötysuhteeltaan paremmille hydraulijärjestelmille. Tarvetta voidaan perustella muun muassa sillä, että paremmalla hyötysuhteella toimivat hydraulijärjestelmät vähentävät koneen lämmöntuottoa, joka tulee muilta osin nousemaan. Lisäksi siirtyminen Tier 4:ään vaatii käytännössä dieselmootorin pakokaasujärjestelmän suunnittelemista uudelleen. Ympäristöön siirtyvän lämmöntuoton on oletettu kasvavan 10 –

15 prosentilla Tier 4:ään siirtymisen myötä. Hydrauliikan käytettävissä olevan tilavuusvirran on oletettu vähenevän noin 10 prosentilla, sillä dieselmoottorin pyörimisnopeutta pudotetaan suunnilleen samassa suhteessa. (Engine Emissions Seminar 2010.) Mobile-koneiden rakenteet tulee siten pystyä päivittämään vastaamaan uusia vaatimuksia, jolloin hyötysuhteen parantamiselle tulee viimeistään todellista tarvetta.

2.2 Loppukäyttäjän näkökulmasta

Mobilekoneen loppukäyttäjän kannalta koneen hyötysuhde kiinnostaa erityisesti sen aiheuttamien polttoainekustannusten välityksellä. Tällöin muun muassa mobilekoneen valmistajan kehittämä dieselmoottorin käyttötapa, voimansiirtovaihtoehdon optimointi ja komponenttivalinnat vaikuttavat suoraan asiakkaalle koituviin kustannuksiin. On syytä muistaa, että koneen hankintahinta saattaa monissa tapauksissa olla asiakkaalle jopa suhteellisen pieni kustannus verrattuna koneen koko elinkaaren aikana aiheutuviin kustannuksiin.

On selvää, että mobilekoneen hyvä hyötysuhde ja sen konkreettinen osoittaminen asiakkaalle muodostuu konetta valmistavan yrityksen kilpailueduksi. Jatkuva parannusten tekeminen niin päästöjen- kuin polttoaineenkulutuksenkin suhteen on aina myös loppukäyttäjän etu. Loppukäyttäjä pystyy myös todistetusti energiatehokkaiden koneiden hankinnalla parantamaan oman liiketoimintansa imagoa, joka voi nykypäivänä olla merkittävä kilpailuetu. Myös loppukäyttäjän näkökulmasta nopea reagoiminen muuttuvaan lainsäädäntöön ja säädöksiin on siten tärkeää.

Sandvikin valmistamalle kaivoslastaajalle LH514 on määritetty nimellinen polttoaineenkulutus, joka on normaaleissa käyttöolosuhteissa koneen ollessa lastattuna noin 30 litraa tunnissa. Kyseinen kulutus pätee Volvon valmistamille dieselmoottoreille ja voi vaihdella hyvin paljon käyttöolosuhteiden mukaan. Tästä voidaan laskea, että käytettäessä konetta esimerkiksi kahdeksan tuntia vuorokauden aikana ympäri vuoden, on vuosittainen polttoaineenkulutus 87600 litraa. Arvioitaessa polttoaineen litrahinnaksi esimerkiksi 1,3 euroa ovat vuosittaiset polttoainekustannukset noin 114000 euroa. Tämän arvion perusteella esimerkiksi 10 prosentin parannus koneen kokonaishyötysuhteessa vähentää polttoainekustannuksia 11400 euroa vuodessa. Vastaavasti esimerkiksi 25 prosentin kokonaishyötysuhteen parannuksella säästöjä kertyisi noin 28500 euroa vuodessa. Koneen elinkaaren voidaan olettaa olevan noin 10 vuotta normaaleissa kaivosolosuhteissa, jolloin koneen koko elinkaaren aikana säästöjä kertyisi jopa 285000 euroa. Kaivoksen kaikkien lastaus- ja kuljetuskoneiden toimiessa neljänneksen paremmalla hyötysuhteella voidaan säästöjen osalta puhua merkittävästä rahasummasta. Pitää myös muistaa, ettei saavutettu etu ole ainoastaan rahallista, vaan samalla saadaan vähennettyä koneiden tuottamia päästöjä merkittäväällä tavalla.

3 MOBILEKONEEN HYDRAULINEN HYÖTYSUHDE

Mobilekoneen kokonaishyötysuhde riippuu monista eri tekijöistä, lähtien liikkeelle komponenttitasolta ja koneessa käytettävistä järjestelmäratkaisuista. Esimerkiksi mobilekoneen ajovoimansiirron hyötysuhteen voidaan ajatella koostuvan kaikkien siihen kuuluvien komponenttien hyötysuhteiden tulosta. Voidaan siis todeta, että jo muutaman komponentin hyötysuhteen kertominen keskenään laskee pelkän ajovoimansiirron kokonaishyötysuhteen melko alhaiseksi.

Tässä luvussa tehdään lyhyt katsaus eri komponenttien hyötysuhteisiin, joita mobilekoneiden hydraulijärjestelmissä tavallisesti käytetään. Tämän jälkeen voidaan tehdä johtopäätökset siitä, mistä komponenteista suurimmat häviötehot aiheutuvat. Sitä kautta voidaan päätellä, miltä osin hyötysuhdetta voitaisiin lähteä vielä parantamaan yksittäisten komponenttien tasolla. Luvun toisena tarkastelun kohteena ovat hydraulijärjestelmät, joita mobilekoneissa tyypillisesti käytetään.

3.1 Yksittäisten komponenttien hyötysuhteet

Järjestelmän komponenttitasolla oleellimmat hyötysuhteeseen vaikuttavat tekijät ovat dieselmoottori, hydrauliventtiilit, hydraulipumppu ja hydraulimoottori. Myös putkistolla ja letkuilla on oma vaikutuksensa kokonaishyötysuhteeseen. Kaikki edellä mainitut tekijät aiheuttavat lämmöksi muuttuvaa häviötehoa, joten mobilekoneen jäähdytystarve kasvaa suoraan verrannollisena häviöiden määrään. Koneen jäähdyttämiseen käytettävä teho lasketaan hukatehoksi, joten huonolla hyötysuhteella toimivan koneen tehontarve lisääntyy entisestään tätä kautta.

Komponenttien valinta kuuluu olennaisena osana jokaisen hydraulijärjestelmän suunnitteluun. Väärin mitoitettu komponentti saattaa romahduttaa koko järjestelmän hyötysuhteen, kuten esimerkiksi venttiili, joka ei läpäise järjestelmän toiminnan kannalta riittävää määrää tilavuusvirtaa. Nykyään komponenttivalinnan apuvälineenä voidaan käyttää tietokonesimulointia, joka auttaa löytämään erilaisia ratkaisuvaihtoehtoja. Simulointi helpottaa myös kokonaisten järjestelmien suunnittelua.

3.1.1 Dieselmoottori

Suuri osa mobilekoneista saa käyttövoimansa dieselmoottorilta. Dieselmoottorin hyötysuhde on melko alhainen, sillä sen on voitu todeta jäävän noin 35 – 40 prosentin tasolle (Fonselius 2001). Dieselmoottorilla on siten hyvin merkittävä vaikutus mobilekoneen kokonaishyötysuhteeseen, ja sitä tulisikin käyttää mahdollisimman paljon optimaalisella

toiminta-alueellaan. Esimerkiksi käytettäessä portaallista mekaanista voimansiirtoa, joudutaan toimilaitteen nopeutta muuttamaan suoraan dieselmoottorin kierroslukua muuttamalla, jolloin väistämättä toimitaan osa ajasta hyötysuhteen kannalta parhaan toiminta-alueen ulkopuolella (Suhonen 2009). Tästä syystä on taloudellisempaa käyttää portaattonta voimansiirtoa, jolloin pysytään dieselmoottorin osalta hyvän hyötysuhteen alueella.

Kuten luvussa kaksi todettiin, lainsäädäntö vaikuttaa paljon nykyisten dieselmoottorien rakenteeseen ja sitä kautta myös energiatehokkuuteen. Vaikka tällä hetkellä käynnissä oleva Tier 4-ohjelma liittyy varsinaisesti dieselmoottorien päästörajoituksiin, tulee se samalla vaikuttamaan melko paljon moottorien rakenneratkaisuihin. Ratkaisevin tekijä dieselmoottorilta saatavan hyötysuhteen kannalta on kuitenkin sen oikeanlainen käyttötapa. Optimaalisen käyttötavan avulla voidaan pysyä dieselmoottorin parhaan hyötysuhteen alueella mahdollisimman suuri osa käyttöajasta, jolloin hyötysuhde pysyy parhaana mahdollisena. Nykyisin käytettävien sähköisten ja digitaalisten ohjaimien avulla dieselmoottoria voidaan ohjata toimimaan parhaan hyötysuhteen alueella muuttuvissa olosuhteissa. Elektroniikan lisäämisellä dieselmoottorin ohjaukseen on hyvin merkittävä vaikutus niin päästöjen kuin hyötysuhteenkin kannalta. Kehitys on vielä osittain kesken ja se tulee luultavasti jatkumaan pitkälle tulevaisuuteen.

3.1.2 Hydraulipumppu

Mobilesovelluksissa hydraulipumppu muuttaa normaalisti dieselmoottorilta ottamansa mekaanisen tehon hydrauliseksi. Tavanomaisin pumpputyyppejä nykyisissä mobilekooneissa on säädettävätilavuuksinen aksiaalimäntäpumppu. Kuitenkin myös hammaspyöräpumpit ovat edelleen yleisesti käytetty pumpputyyppejä, etenkin kun säädettävyydelle ei ole tarvetta. Hammaspyöräpumpit ovat hyötysuhteen kannalta huonompi ratkaisu kuin säädettävätilavuuksiset mäntäpumpit.

Hydraulipumpun hyötysuhde riippuu paljon sen käyttöolosuhteista. Muuttuvissa olosuhteissa hyötysuhteen tarkka määrittäminen onnistuu ainoastaan kokeellisesti. Hyötysuhteen määrittämiseksi on kehitetty myös matemaattisiin malleihin perustuvia kaavoja, joista esimerkiksi Schlösserin matemaattinen malli on esitetty lähteessä Fonselius et al. (2008, s. 47 – 49). Matemaattisia kaavoja käyttäen voidaan hydraulipumpun hyötysuhdetta eri olosuhteissa tutkia myös simuloimalla.

Pumpun kokonaishyötysuhteeseen eniten vaikuttavat tekijät ovat sen pyörimisnopeus, paine ja kierrostilavuuden asetusarvo (Fonselius 2001). Fonselius (2001) esittää säädettävätilavuuksisen aksiaalimäntäpumpun simulointimallin, jonka avulla on määritetty tärkeimpien tekijöiden vaikutus kyseisen pumpun kokonaishyötysuhteeseen. Tulosten mukaan kierrostilavuuden arvolla on erittäin suuri vaikutus pumpun hyötysuhteeseen. Pienillä kierrostilavuuksilla hyötysuhde on erittäin huono ja siksi pumpun kierrostilavuus tulisikin nostaa mahdollisimman nopeasti lähelle maksimiarvoaan, eli lähelle pumpun maksimituottoa. Pumpun pyörimisnopeudella ei ole erityisen suurta vaikutusta kokonaishyötysuhteeseen, joten pumppujen normaalilla pyörimisnopeusalueella hyötysuhde pysyy hyväksyttävällä tasolla. Lisäksi simulointitulosten perusteella voidaan

todeta, että kokonaishyötysuhde jää merkittävän alhaiseksi alle sadan barin painetasolla. Suuremmilla painetasoilla erot toisiinsa nähden eivät ole yhtä merkittäviä. Myös liian suuri painetaso pudottaa kokonaishyötysuhdetta, ja tulosten mukaan optimaalinen arvo paineelle olisi noin 50 prosenttia maksimipaineesta. (Fonselius 2001.)

3.1.3 Hydraulimoottori

Hydraulimoottorin tehtävänä on muuttaa hydraulipumpun tuottama hydraulinen teho takaisin mekaaniseksi energiaksi. Hydraulimoottorin rakenne muistuttaa hyvin paljon hydraulipumpun rakennetta. Uusissa mobilesovelluksissa ja etenkin ajovoimansiirrossa hydraulimoottorit ovat rakenteeltaan usein aksiaalimäntämoottoreita.

Myös hydraulimoottorin yhteydessä sen kokonaishyötysuhteeseen eniten vaikuttavat tekijät ovat pyörimisnopeus, paine ja kierrostilavuuden asetusarvo (Fonselius 2001). Hydraulimoottorin, kuten pumpunkin hyötysuhdetta voidaan kuvata volumetrisellä ja hydromekaanisella hyötysuhteella. Volumetrinen hyötysuhde η_v huomioi hydraulimoottorin vuodot ja sen arvo riippuu sekä paineesta että pyörimisnopeudesta (Kauranne et al. 2006). Hydromekaaninen hyötysuhde η_{hm} puolestaan huomioi moottorin mekaaniset häviöt, jotka johtuvat sen sisäisistä kitkoista, sekä hydrauliset häviöt, jotka johtuvat viskoosikitkasta ja hydraulinesteen nopeudenmuutoksista. Myös hydromekaanisen hyötysuhteen arvo riippuu paljon paineesta ja moottorin pyörimisnopeudesta.

Hydraulimoottorin volumetrinen, hydromekaaninen ja kokonaishyötysuhde riippuvat monista eri tekijöistä, joten ne eivät ole vakioita. Tämän takia valmistajat määrittelevät valmistamilleen hydraulimoottoreille ominaiskäyrästöt, joista voidaan lukea esimerkiksi moottorin hyötysuhde eri toimintapisteissä. Kyseiset ominaiskäyrästöt on usein esitetty niin sanottuina simpukkakäyrästöinä (Kauranne et al. 2006).

Lähteessä Fonselius (2001) on säädettävätilavuuksisen aksiaalimäntämoottorin kokonaishyötysuhdetta tutkittu eri olosuhteissa simulointimallin avulla. Mallin syötteinä on käytetty pyörimisnopeutta, kierrostilavuuden asetusarvoa ja paine-eroa moottorin yli. Tällöin mallin ulostulona saadaan esimerkiksi hydraulimoottorin kokonaishyötysuhde, joka riippuu jokaisen parametrin vaikutuksesta. Simulointitulosten perusteella paras kokonaishyötysuhde saavutetaan tässä tapauksessa kierrostilavuuden asetusarvolla, joka on noin 50 prosenttia maksimiarvosta painetason ollessa noin 200 baria. Kokonaishyötysuhde ei merkittävästi huonone suuremmillakaan kierrostilavuuden asetusarvoilla, mutta pienemmillä arvoilla hyötysuhde sitä vastoin putoaa hyvin voimakkaasti. Pyörimisnopeuden vaikutus hydraulimoottorin kokonaishyötysuhteeseen on varsin merkittävä etenkin pienillä painetasoilla. Pienillä painetasoilla hydraulimoottorin hydromekaaniset häviöt ovat suuret, kun taas suurilla painetasoilla volumetriset häviöt kasvavat voimakkaasti. Suurilla painetasoilla kokonaishyötysuhde paranee siten pyörimisnopeuden kasvaessa. Aksiaalimäntämoottoreiden kokonaishyötysuhteen on todettu olevan noin 90 prosenttia sekä suora- että kulmaroottorirakenteisilla moottoreilla laajalla paine- ja pyörimisnopeusalueella (Kauranne et al. 2006).

3.1.4 Hydrauliventtiilit

Mobilekoneissa käytetyistä venttiileistä suurimmat häviöt aiheutuvat suuntaventtiileissä, jolloin toimilaitteiden liikesuunnan ohjaukseen käytetään kuristussäätöä. Kuristussäätö ohjausmenetelmänä aiheuttaa tunnetusti suuren häviötehon, joka aiheutuu venttiilien yli vaikuttavasta paine-erosta. Paine-ero eli painehäviö riippuu huomattavasti käytetystä venttiilityypistä ja -ratkaisusta. Yksittäisestä venttiilistä aiheutuva painehäviö on hyvin tapauskohtainen asia. Yksittäisten venttiilien aiheuttamiin painehäviöihin ei tässä yhteydessä puututa sen tarkemmin, vaan todetaan yleisesti, että kuristussäätö on hyötysuhteeltaan erittäin huono säätötapa. Kuristussäätöä käytetään etenkin mobilekoneiden työliikkeiden, kuten puomien ja kauhan ohjauksessa.

Mobileventtiilit ovat yleensä lohkoasenteisia, jolloin kaikki kyseisen venttiilin toiminnot on sijoitettu yhteen valettuun lohkoon. Lohko sisältää kaikki siihen liittyvien toimintojen väliset liitännät. Venttiililohko sisältää myös usein kierrettäviä patruunaventtiilejä. Lohkoon kierteiden avulla asennettavat patruunaventtiilit toteuttavat yleensä esimerkiksi paineenrajoitus- ja vastaventtiilitoimintoja (Fonselius et al. 2008). Venttiililohkot ovat tiiviitä paketteja, ja eri toimintojen toteuttamiseen tarvittavat välimatkat lohkon sisällä ovat lyhyet, joten tällä tavoin voidaan esimerkiksi turhia virtaushäviöitä saada pienennettyä. Venttiililohkon suunnittelu ja valmistus toimivaksi pake- tiksi on kuitenkin aina haastava tehtävä.

3.1.5 Putkisto

Hydraulijärjestelmän putkisto aiheuttaa aina painehäviöitä, jotka johtuvat järjestelmässä käytettävän hydraulinesteen ja putkiston välisestä kitkasta. Hydraulineste itsessään on lähes kokoonpuristumatonta, joten kokoonpuristuminen ei aiheuta juurikaan häviötehoa. Syntyneet virtaushäviöt havaitaan paineen alenemisena virtaussuunnassa (Kauranne et al. 2006). Putkistossa tapahtuvat häviöt voidaan jakaa kahteen osaan: kitkavastushäviöihin, jotka syntyvät putkiston suorilla osuuksilla, sekä kertavastushäviöihin, jotka syntyvät virtauspoikkipinta-alan muutoskohdissa, kuten komponenttien ja liittimien kohdalla. Häviöitä syntyy myös virtaussuunnan muutoksen johdosta (Kauranne et al. 2006).

Kitkavastuksista aiheutuva painehäviö voidaan laskea seuraavalla kaavalla:

$$\Delta p = \lambda * \frac{l}{d} * \frac{\rho}{2} * v^2 \quad (3.1)$$

jossa λ on kitkavastuskerroin, l on putken pituus, d on putken sisähalkaisija, ρ on hydraulinesteen tiheys ja v on hydraulinesteen virtausnopeus. Yhtälö on voimassa yleisesti ympyräpoikkileikkauksille putkille. Kitkavastuskerroin λ voidaan sen sijaan määrittää erilaisille virtaustapauksille ja virtausolosuhteille. Esimerkiksi täysin kehittyneen laminaarisen virtauksen isothermisessä tapauksessa voidaan kitkavastuskerroin määritellä seuraavalla kaavalla:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (3.2)$$

jossa Re on Reynoldsin luku (Kauranne et al. 2006). Turbulenttisen virtauksen tapauksessa kitkavastuskertoimen arvo on huomattavasti vaikeampi määrittää, ja se pitää tehdä kokeellisesti. Tuloksia erilaisille tapauksille on esitetty runsaasti kirjallisuudessa. Lisäksi turbulenttisen virtauksen tapauksessa kitkavastuskerroin voidaan lukea esimerkiksi Moodyn käyrästä putken suhteellisen pinnankarheuden ja Reynoldsin luvun perusteella.

Lisäksi suoranaisesti putkistoon liittyy vielä kertavastushäviöitä, jotka johtuvat putkimutkista ja -haaroista. Yksittäisen kertavastuksen aiheuttama painehäviö riippuu hyvin pitkälti kyseiselle tapaukselle määritellystä kertavastuskertoimesta ζ . Jos kyseisen putkimutkan tai -haaran kertavastuskerroin on selvillä, voidaan siitä aiheutuva painehäviö laskea kaavalla:

$$\Delta p = \zeta * \frac{\rho}{2} * v^2. \quad (3.3)$$

Kirjallisuudessa on esitetty lukuisia määriä myös kertavastuskertoimien arvoja. Kaikkien hydraulijärjestelmään liittyvien komponenttien painehäviöt voidaan teoriassa myös laskea kertavastuskertoimen selvittämisen kautta. Koska komponenttivalmistajia on erittäin monia ja esimerkiksi erilaisia venttiilejä lähes lukematon määrä, on komponenteista johtuvat painehäviöt yleensä helpointa määrittää niille määritellyistä ominaiskäyristä. Valmistajat ovat määrittäneet ominaiskäyrät komponenteilleen kokeellisesti, ja tulokset ovat useimmiten luotettavia.

Kun kaikki putkistoon liittyvät kitka- ja kertavastushäviöt ovat tiedossa, voidaan putkiston kokonaishyötysuhde laskea. Putkiston hyötysuhde on pumpun tuottaman paineen ja putkiston kokonaispainehäviön erotuksen suhde pumpun tuottamaan paineeseen, joten se voidaan laskea kaavalla:

$$\eta_{putkisto} = \frac{p_p - \Delta p}{p_p} \quad (3.4)$$

jossa p_p on pumpun tuottama paine (Immonen 1994).

3.2 Hydraulijärjestelmät mobilekoneiden työliikkeissä

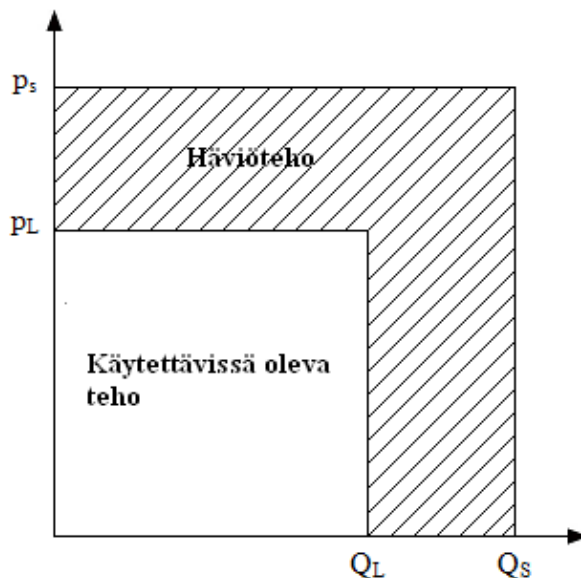
Mobilesovelluksissa on käytössä monia erityyppisiä hydraulijärjestelmiä työliikkeiden toteuttamiseen. Tyypillisimmät järjestelmät, joita näissä sovelluksissa on käytetty, ovat vakiotilavuusvirta-, vakioaine- ja kuormantunteva eli Load Sensing (LS)-järjestelmä. Näiden perinteisimpien järjestelmätyyppien hyötysuhteet on suhteellisen helppo määrittää ja niitä pystytään myös hyvin vertailemaan keskenään.

Hyötysuhteen kannalta ongelmallisin tilanne on silloin, kun käytössä on vakiotilavuuspumppu ja tilavuusvirran tarve vaihtelee järjestelmässä paljon. Tällöin toimilaitteiden nopeuksia säädetään venttiilien avulla ja suuri osa tehosta menee hukatehoksi, joten hyötysuhde saattaa jäädä erittäin alhaiseksi. Muilla tyypillisillä järjestelmillä hyötysuhde saadaan kuitenkin pysymään paremmalla tasolla. Seuraavassa on lyhyesti selos-

tettu eri järjestelmätyypeissä syntyvät häviötehot ja niiden vaikutus järjestelmästä saatavaan kokonaishyötysuhteeseen.

3.2.1 Vakiotilavuusvirtajärjestelmä

Kuten jo luvun alussa todettiin, vakiotilavuusvirtajärjestelmässä käytetään vakiotilavuuksista pumppua, jotta järjestelmään menevä tilavuusvirta saadaan pidettyä vakiotuotolla. Vakiotilavuuspumpun yhteydessä käytetään paineenrajoitusventtiiliä, joten järjestelmässä syntyy sekä paineeseen että tilavuusvirtaan liittyviä häviöitä. Tällöin siis hydraulisen häviötehon määrä riippuu kuorman aiheuttamasta paineesta ja toimilaitteelta halutusta nopeudesta. Kuvassa 3.1 on esitetty kyseisessä järjestelmässä syntyvät häviötehot p/Q -kuvaajan avulla. Kuvassa 3.1 p_s tarkoittaa järjestelmän syöttöpainetta ja p_L kuormanpainetta. Vastaavilla alaindekseillä varustetut merkinnät pätevät myös tilavuusvirroille.

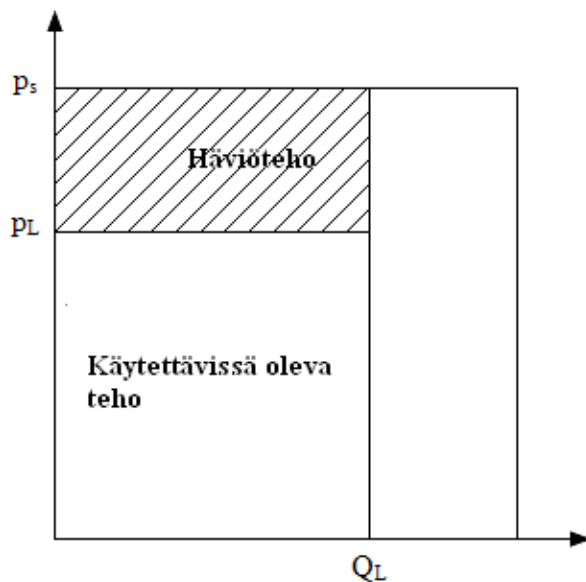


Kuva 3.1. Vakiotilavuusvirtajärjestelmässä muodostuva häviöteho esitettynä p/Q -kuvaajan avulla.

Erittäin suuri paineeseen liittyvä häviö syntyy, kun kuorma on kevyt ja sitä halutaan liikuttaa suurella nopeudella. Tällöin painehäviö suuntaventtiilien yli muodostuu tarpeettoman suureksi (Mattila 2000). Tilavuusvirtahäviöitä taas muodostuu silloin, kun toimilaitteiden tarvitsema tilavuusvirta on suhteessa vähemmän kuin vakiotilavuuspumpulta saatava tilavuusvirta. Tästä voidaan päätellä, että suuria tilavuusvirrasta riippuvia häviöitä syntyy, kun toimilaitteilta halutut nopeudet ovat alhaisia. Tärkeimmät syyt vakiotilavuusvirtajärjestelmän käyttöön ovat tarvittavien komponenttien edullisuus, järjestelmän halvat ylläpitokustannukset, hyvä vikasietoisuus ja alhaisempi järjestelmän maksimipaine (Baal 2009). Vakiotilavuusvirtajärjestelmä on rakenteeltaan hyvin yksinkertainen.

3.2.2 Vakiopainejärjestelmä

Vakiopaine- eli Constant Pressure (CP)-järjestelmän avulla voidaan tilavuusvirrasta riippuvia häviöitä vähentää merkittävästi. Tämä saadaan aikaan käyttämällä säädettyä tilavuusvirtaa pumpun painekompensaattorin kanssa. Vakiopainejärjestelmä pyrkii pitämään järjestelmän paineen halutulla tasolla. Muuttuva painetaso voidaan määrittää pumpun säätimen avulla, pumpun koko toiminta-alueella. Tällöin säätötilavuuspumppua käytetään vakiopaineohjaukseen, jolloin pumppu tuottaa teoriassa tarkalleen toimilaitteiden vaatiman tilavuusvirran kyseessä olevan tilanteen mukaisesti. Siten tilavuusvirrasta johtuva häviöteho saadaan poistettua järjestelmästä. Paineesta riippuvat tehohäviöt ovat läsnä myös vakiopainejärjestelmässä, sillä tilavuusvirta paineistetaan painekompensaattorin ohjauksella, vaikka kuorma ei vaatisikaan niin paljoa painetta. Kuvassa 3.2 on esitetty kyseisessä järjestelmässä syntyvä häviöteho p/Q -kuvaajan avulla.



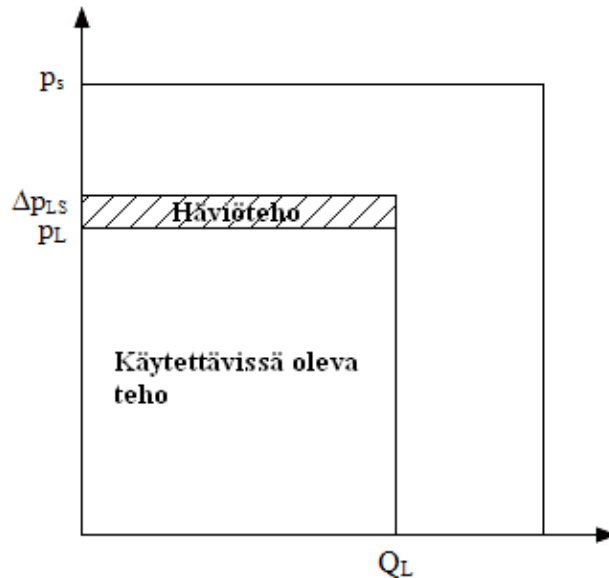
Kuva 3.2. Vakiopainejärjestelmässä muodostuva häviöteho esitettynä p/Q -kuvaajan avulla.

Kuorman liikuttamiseen tarvittava tilavuusvirta ohjataan pumpun ja toimilaitteen välissä olevan ohjausventtiilin kautta. Pumpun tuottamaa tilavuusvirtaa kuristetaan suuntaventtiilissä, kun tilavuusvirta ohjataan suuntaventtiilin kautta toimilaitteelle. Tällöin paine putoaa järjestelmän paineesta kuormanpaineeseen, jolloin tämä osa järjestelmän läpi kuljetetusta energiasta menee hukkaan ja muuttuu lämmöksi väliaineeseen (Baal 2009).

3.2.3 Kuormantunteva järjestelmä

Kuormantuntevassa eli LS-järjestelmässä myös paineesta johtuva häviöteho saadaan suhteellisen pieneksi. Järjestelmän syöttöpaine on muuttuva ja sitä ohjataan takaisinkytkennällä, joka saadaan suurimmasta kuormanpaineesta (Mattila 2000). Syöttöpaine asetetaan kuitenkin hieman suuremmaksi kuin suurin kuorman vaatima paine. Tätä paineroa kutsutaan tyypillisesti LS:n Δp -arvoksi (Mattila 2000), ja sitä käytetään järjestel-

män ohjaukseen sekä kompensoimaan venttiilin ja linjojen painehäviö. Paine-eroa on merkitty kuvassa 3.3 Δp_{LS} :llä. Kuvassa 3.3 on esitetty LS-järjestelmässä syntyvä häviöteho p/Q -kuvaajan avulla.



Kuva 3.3. LS-järjestelmässä muodostuva häviöteho esitettynä p/Q -kuvaajan avulla.

Kuormantuntevassa järjestelmässä käytetään usein säädettävälavuuksista pumppua. Pumppu on varustettu LS-säätimellä, joka saa ohjauksensa paineesta ja tilavuusvirrasta. Järjestelmän ohjausventtiilissä pitää olla tätä tarkoitusta varten erilliset kuormantunto-kanavat. Tarkoitukseen sopivassa kuormantuntevassa suuntaventtiilissä on sisäinen kanavajärjestelmä ja logiikka, joka tarkkailee kuorman aiheuttamaa painetta toimilaitteella. Järjestelmän jokaista toimilaitetta kohden tarvitaan yksi kuormantunteva venttiili. (Fonselius et al. 2008.)

Kuormantuntevan järjestelmän huonona puolena voidaan pitää suhteellisen huonoa dynaamista käyttäytymistä. Kuormantuntevan järjestelmän ja suljetun piirin sylinterikäytön yhteydessä järjestelmän dynamiikka koostuu kahdesta melko monimutkaisesti yhdistetystä systeemistä, pumpun ja sylinterin ohjausjärjestelmistä. Tämä vaikeuttaa kokonaisjärjestelmän virittämistä ja tuo samalla mukanaan stabiiliusongelmia (Mattila 2000). Kuormantuntevan järjestelmän rakenne on monimutkaisempi ja myös kalliimpi toteuttaa kuin kahden aiemmin esitellyn järjestelmätyypin. Energiatohokkuutensa johdosta kuormantuntevia järjestelmiä käytetään paljon erilaisissa mobilesovelluksissa.

3.2.4 Sähköinen kuormantunto

Lähinnä perinteisten LS-järjestelmien huonojen dynaamisten ominaisuuksien ja ohjattavuuden johdosta on ollut tarpeellista kehittää järjestelmää edelleen. Tämän seurauksena on päädytty ELS:ään (Electric Load Sensing) eli sähköhydrauliseen kuormantuntoon. ELS-järjestelmän erona perinteiseen LS-järjestelmään verrattuna on se, että tieto järjestelmän paineesta saadaan paineanturin välityksellä. Tällöin LS-linja on korvattu paineanturilla ja tarvittavalla mikrokontrollerilla (Kullaa et al. 2007). ELS-järjestelmä saa-

daan siten lisäämällä perinteiseen LS-järjestelmään elektroniikka mukaan. Tämä vaikuttaa järjestelmään myös siten, että ELS-järjestelmässä ei tarvita hydraulista liityntää pumpun ja venttiilin kuormantuntoportin välillä.

Sähköhydraulinen kuormantunto mahdollistaa tasaisen syöttöpaineen suurimman kuormanpaineen määräämällä tasolla. Simulointitulosten perusteella on todettu, että ilman painekompensaattoria käytettävien ELS- ja LS-järjestelmien välillä on melko suuriakin eroja stabiiliudessa (Kullaa et al. 2007). Ideaalisesti käyttäytyvä pianekompensaattori pyrkii ylläpitämään paine-eron vakiona venttiilin karan yli. Mitattujen tulosten perusteella painekompensaattorilla varustettujen ELS- ja LS-järjestelmien välillä ei ole yhtä suurta eroa. Tulosten perusteella ELS-järjestelmän syöttöpaine pysyy edelleen tasaisempana, mutta kuormanpaine käyttäytyy lähes samalla tavalla molemmissa järjestelmätyypeissä (Kullaa et al. 2007). Muiden mittaustulosten perusteella myös kuormanpaineen käyttäytymiselle on saatu parempia tuloksia ELS-järjestelmällä. Parempi vaimennus saatiin aikaiseksi suuremmilla nopeuksilla, eli mitä enemmän venttiilin kara oli auki.

Järjestelmän parempien stabiiliusominaisuuksien lisäksi ELS-järjestelmän avulla saavutetaan parempi vasteaika. Myös tämä on todettu mittauksien avulla, jolloin järjestelmän syöttöpaine alkoi nousta 40 millisekuntia nopeammin kuin LS-järjestelmässä. (Kullaa et al. 2007.) Johtopäätöksenä voidaan todeta, että sähköhydraulinen kuormantunto voi parantaa jopa huomattavasti järjestelmän stabiiliusominaisuuksia. Lisäksi ELS:n avulla saavutetaan hieman parempi hyötysuhde verrattuna perinteiseen LS-säätöön, sillä ELS mahdollistaa pienemmän paine-eron venttiilin karan yli, jolloin häviöteho pienenee.

3.3 Mobilekoneen jäähdytystarve ja -ratkaisut

Mobilekoneen suuri jäähdytystarve aiheutuu koneen huonosta hyötysuhteesta. Hyötysuhteen merkitys mobilekoneissa korostuu etenkin jäähdytysratkaisuissa, sillä hydraulijärjestelmissä öljy sitoo itseensä häviöistä syntyvää lämpöä. Jäähdytyksen tarvetta mobilekoneessa on hyvin vaikea poistaa kokonaan. Optimoimalla syntyvän hukatehon määrä saadaan tarvittava jäähdytyskapasiteetti pieneneään olennaisesti. Oleellista on siten, että liian korkeaa lämpötilaa lähdetään laskemaan pienentämällä hydraulikasta johtuvia häviöitä. Tällöin saavutetaan myös suora vaikutus hyötysuhteeseen, eikä ainoastaan tarvittavien jäähdyttimien tehontarpeeseen. Ei siis ole järkevää lähteä parantamaan mobilekoneen jäähdytystä esimerkiksi säiliötilavuutta kasvattamalla, sillä tilankäyttö mobilekoneissa on muutenkin lähes aina tehty mahdollisimman tiiviiksi. Ylimääräistä tilantarvetta on erittäin vaikea sovittaa valmiiksi suunnitellun koneen rakentamiseen muuttamatta sen toimintaa tai komponenttisijoittelua merkittävästi.

Tässä luvussa tehdään lyhyt katsaus mobilekoneissa nykyisin käytettyihin jäähdytysratkaisuihin. Jäähdytysratkaisuja pohdittaessa on oleellista ymmärtää myös itse jäähdytinratkaisun hyötysuhde ja sen merkitys mobilekoneen kokonaishyötysuhteen kannalta. Puhallinkäyttöjen kehitys on kulkenut puhtaasti mekaanisista toteutuksista hammas-

listaa lämpötilan ja muiden parametrien jatkuvan tarkkailun, jolloin puhaltimen ulostuloteho voidaan suoraan säätää täsmälleen tarvittavan jäähdytystarpeen mukaiseksi. Ratkaisu mahdollistaa puhaltimen hukkatohon minimoinnin ja samalla parhaan mahdollisen hyötysuhteen.

Jäähdytysratkaisun toteutuksella voidaan mahdollisesti hoitaa myös mobilekoneen tarvitsemien piikkitehojen tasausta. Lyhytaikaisia piikkitehon tarpeita esiintyy esimerkiksi äkillisissä nousuissa tai käsiteltäessä suuria kuormia. Tällöin jäähdyttimet voidaan hetkellisesti joko sulkea kokonaan tai säätää ne pienemmälle teholle, jolloin säästetty teho voidaan käyttää syntyneen piikkitehon tasaamiseksi. Jäähdytystehon lyhytaikainen pienentäminen ei kuitenkaan vielä merkittävästi lämmitä konetta, kun puhutaan korkeintaan muutamien sekuntien ajoista.

4 MOBILEKONEEN AJOTOIMINNOT

Ajotoiminnot ovat se erityispiirre, joka tekee mobilekoneista omanlaatuisensa työkoneryhmän. Ajotoimintojen toteuttamisessa on lähes poikkeuksetta tarpeellista käyttää tehonlähteenä dieselmoottoria, jonka hyötysuhde tunnetusti jää melko alhaiseksi. Pelkästään tästä aiheutuu suuri ero teollisuushydrauliikassa käytettävien järjestelmien hyötysuhteisiin, joita voidaan käyttää paremmalla hyötysuhteella toimivilla sähkömootto-reilla. Tässä luvussa tullaan tarkastelemaan ajotoimintojen hyötysuhteita yleisesti käytettyjen ajovoimansiirtotapojen ja jarrupiirin hydrauliikan osalta.

Tässä luvussa tarkastellaan ajovoimansiirtojen toteutuksia yleisellä tasolla. Pelkällä ajotoimintojen toteutuksella on erittäin suuri vaikutus koko mobilekoneen hyötysuhteeseen, joten on aiheellista tarkastella näiden eri toimintojen hyötysuhteita tarkemmin. Tämän työn tarkastelujen kohteeksi valitun kaivoslastaajan LH514 hydrodynaamisen ajovoimansiirron rakennetta ja komponentteja esitellään tarkemmin luvussa 5.3.

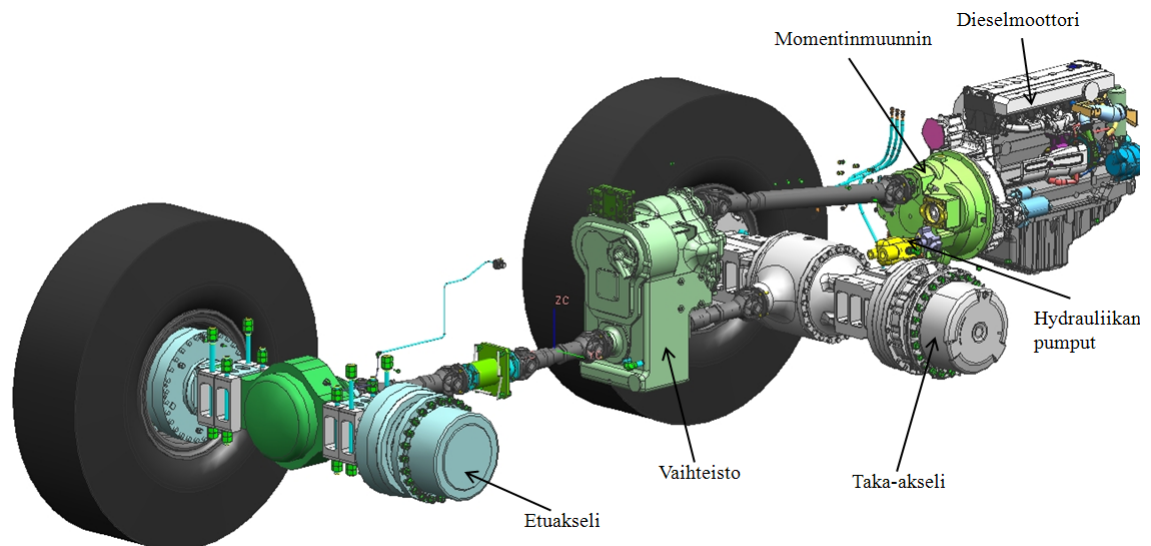
4.1 Ajovoimansiirto

Ajovoimansiirto on hyvin merkittävä osa mobilekoneen toimintaa, joten sen toimintaan ja hyötysuhteeseen pitää kiinnittää erityistä huomiota. Ajovoimansiirto voidaan periaatteessa toteuttaa hyvin monella eri tavalla, esimerkiksi käyttäen mekaanista vaihdetta tai toteuttaen se kokonaan portaattomasti. Tärkeimmät mobilekoneissa tavallisesti kysymykseen tulevat ajovoimansiirtovaihtoehdot ovat täysin hydrostaattinen ajovoimansiirto, sekä hydrostaattis-mekaaninen ajovoimansiirto, kuten esimerkiksi CVT-järjestelmä. Hydrodynaaminen ajovoimansiirto taas on yleisempi non-road mobilekoneiden ajovoimansiirtona, kun teholuokka on noin 250 kW:sta ylöspäin.

Nykyään on kehitetty monia erilaisia vaihtoehtoja, joiden avulla ajovoimansiirron energiatehokkuutta voidaan parantaa. Eräs esimerkki on niin kutsuttu power-split CVT -vaihteisto, joka pyrkii yhdistämään mekaanisen ja hydrostaattisen voimansiirron edut optimaalisella tavalla. Toinen hyvä esimerkki on energian varastointimahdollisuuden yhdistäminen mukaan ajovoimansiirron rakenteeseen. Hydraulisen hybridin avulla pyritään varastoimaan energiaa koneen jarrutustapahtuman aikana hydraulisiin paineakkuihin. Nämä ovat piirteitä, joita tullaan tulevaisuuden ajovoimansiirroissa soveltamaan yhä enemmän. Hybridijärjestelmiä sekä vaihteistojen ohjaustapoja on vielä mahdollista kehittää paljon, joten tekniikka tulee näiltä osin kehittymään vielä tulevaisuudessa.

4.1.1 Hydrodynaaminen ajovoimansiirto

Hydrodynaamista ajovoimansiirtoa on ollut tapana käyttää suurten teholuokkien rakkaissa mobilekoneissa. Hydrodynaamisen voimansiirron toiminta perustuu momentinmuuntimeen. Momentinmuuntimen toiminta taas perustuu hydraulijölyn virtausnopeuteen, jolloin se toimii nestekytken tavoin. Momentinmuuntimen avulla voidaan säätää vääntömomenttia portaattomasti. Kuvassa 4.1 on esitetty eräässä Sandvikin kaivoslastaajassa toteutettu ratkaisu hydrodynaamiselle ajovoimansiirrolle. Ajovoimansiirron perusrakenne on vastaavanlainen kaikille kaivoslastaajatyypeille. Vaikka kuvan 4.1 perusteella hydraulijölyn pumput ovat vasta momentinmuuntimen jälkeen, niin ne kuitenkin ottavat tietyn osan dieselmoottorilta saatavasta vääntömomentista. Tällöin momentinmuuntimelle asti menevä sisääntulomomentti laskee riippuen hydraulipumppujen sekä muiden dieselmoottorin ja momentinmuuntimen välissä olevien laitteiden käytöstä. Momentinmuuntimen jälkeen teho viedään vaihteiston välityksellä etu- ja takakseleille, joiden välityksellä pyörien vetovoima muodostuu.



Kuva 4.1. Tyypillinen Sandvikin kaivoslastaajan hydrodynaamisen ajovoimansiirron rakenne dieselmoottorilta vetäville pyörille saakka.

Perinteisin tyyppi momentinmuuntimesta koostuu kolmesta pyörivästä osasta, jotka ovat juoksupyörä, turbiini ja staattori. Mobilesovelluksissa yleensä dieselmoottori käyttää mekaanisesti juoksupyörää ja turbiini puolestaan liikuttaa kuormaa. Staattori on sijoitettu juoksupyörän ja turbiinin väliin siten, että se voi muuttaa turbiinilta palaavan öljyn virtausta juoksupyörälle. Momentinmuunnin toimii siten, että se muuntaa hydraulisesti dieselmoottorilta tulevaa vääntömomenttia. Toimintaa voi kuvata esimerkiksi siten, että suurella dieselmoottorin pyörimisnopeudella ja pienellä kaivoslastaajan ajonopeudella momentinmuunnin automaattisesti kertoo dieselmoottorilta tulevaa vääntömomenttia, jotta saavutetaan riittävä voima, jolla ajonopeus saadaan kasvamaan (Sandvik 2009).

Momentinmuuntimella ei voida saavuttaa sadan prosentin hyötysuhdetta. Perinteisissä momentinmuuntimissa osa nesteen kineettisestä energiasta muuttuu aina häviöiksi

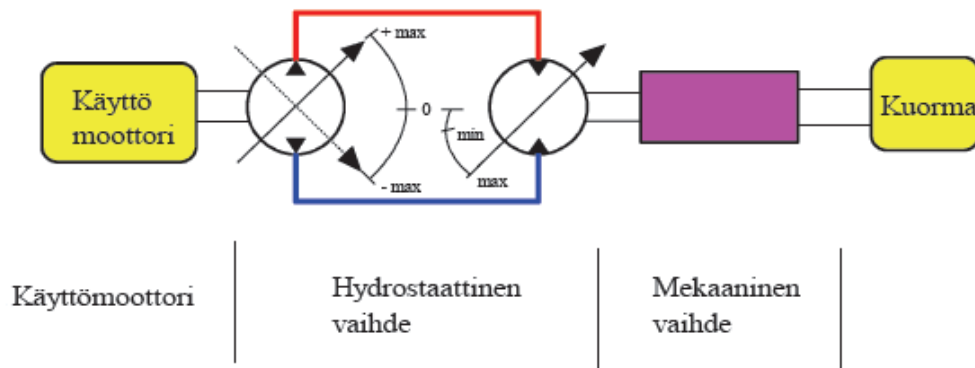
kitkan ja turbulenssin takia. Suurimmat häviöt syntyvät juoksupyörässä. Tämä ongelma pystytään välttämään kehittyneemmissä momentinmuuntimissa lukituskytkimen avulla, joka yhdistää juoksupyörä- ja turbiiniosan fyysisesti toisiinsa. Kaivoslastaajan suurilla ajonopeuksilla vääntömomentin muuntamisen tarvetta ei ole. Tällöin voidaan sanoa, että muunnin toimii täysin mekaanisena kytkimenä ja voimansiirto on puhtaasti mekaanista, jolloin luistoa ei synny osien välille. Siten myös syntyvä häviöteho on käytännössä ole-maton. Momentinmuuntimia on saatavilla joko lukituskytkimellä varustettuna tai ilman sitä. Lukituskytkin toimii hydraulisesti Sandvikin kaivoslastaajissa käytetyissä momen-tinmuuntimissa ja sitä varten muuntimessa on oma lukitusventtiili, joka paineen avulla lukitsee juoksupyörän turbiiniosaan. (Sandvik 2009.)

4.1.2 Hydrostaattinen ajovoimansiirto

Hydrostaattisen ajovoimansiirron malleja on käsitelty kirjallisuudessa runsaasti, ja tässä yhteydessä on tarkoitus tehdä vain lyhyt katsaus sen etuihin ja haittoihin mobilekoneen hyötysuhteen kannalta. Lisäksi tarkastellaan lyhyesti eri komponentteja, joissa syntyvät merkittävimmät häviöt kokonaishyötysuhteen kannalta.

Hydrostaattista ajovoimansiirtoa on ollut tapana käyttää mobilekoneissa, joiden te-holuokka on noin 250 kW:iin saakka. Hydrostaattinen ajovoimansiirto mahdollistaa portaattomasti säädettävän ajonopeuden, muuttamalla hydraulimoottorin ja -pumpun kierrostilavuuksia. Siten dieselmoottorin pyörimisnopeus saadaan pysymään hyötysuh-teen kannalta optimaalisella alueella. Hyötysuhteen kannalta oleellisin asia on pyöri-misnopeuden säätöratkaisu, joka takaa optimaalisen hyötysuhteen koko pyörimisno-peusalueella. Hyötysuhteen tarkastelua varten voimansiirron hyötysuhde pitäisikin pys-tyä mallintamaan koko pyörimisnopeus- ja momentinmuuntoalueella (Vahlsten 1999).

On selvää, että hydrostaattisen ajovoimansiirron hyötysuhteeseen vaikuttavat kom-ponenttitasolla eniten hydraulipumppu ja -moottori sekä dieselmoottori. Seuraavan si-vun kuvassa 4.2 on esitetty tyypillisen suljetun hydrostaattisen ajovoimansiirron raken-ne, jossa sekä hydraulipumppu että -moottori ovat säädettäviä. Lisäksi kuvan 4.2 raken-teessa hydrostaattisen voimansiirron perässä on mekaaninen vaihde. Hydrostaattinen ajovoimansiirto voidaan kuitenkin toteuttaa myös siten, että sekä hydraulipumppu että -moottori ovat vakio-tilavuuksisia tai vain toinen niistä on vakio-tilavuuksinen ja toinen säädettävä. Lisäksi ajovoimansiirto on mahdollista toteuttaa käyttämällä useampia pumppuja ja moottoreita erilaisilla kytkennöillä. Esimerkkitapauksena voidaan käyttää ratkaisua, jossa on useampi hydraulimoottori kytketty rinnan, jolloin mobilekoneen jo-kaista pyörää voidaan ohjata erikseen (Vahlsten 1999).



Kuva 4.2. Suljetun hydrostaattisen ajovoimansiirron periaatepiirros (Huhtala 2009).

Hydrostaattisen ajovoimansiirron merkittävimmät hydrauliset häviöt tapahtuvat hydraulipumpussa ja -moottorissa. Siten hydrostaattisen tehonsiirron merkittävimmät muutujat ovat hydraulipumpun ja -moottorin pyörimisnopeudet n_p ja n_m , sekä komponenttien yli oleva paine-ero Δp . Tärkeimmät hydraulipumpun ja -moottorin parametrit ovat niiden kierrostilavuudet V_{gp} ja V_{gm} , sekä kulman asetukset ε_p ja ε_m . (Huhtala 2009.) Muissa komponenteissa tapahtuvia häviöitä voidaan yleisesti ottaen pitää laskennan kannalta merkityksettömän pieninä.

Hydrostaattisen ajovoimansiirron ohjaustapa vaikuttaa paljon siitä saatavaan kokonaishyötysuhteeseen. Perinteisessä ohjaustavassa hydraulipumpun kierrostilavuus nostetaan ensin nolasta maksimiarvoon, jolloin hydraulimoottorin kierrostilavuus on koko ajan maksimissaan. Jos hydraulimoottorin nopeutta on tarpeen nostaa, niin sen kierrostilavuus lasketaan maksimiarvosta nolnaan. Ohjaustapa on helppo toteuttaa ja siksi sitä on käytetty 1970-luvun alusta lähtien. Tämä ohjaustapa on kuitenkin hyötysuhteen kannalta huono ja nykyään käytetäänkin usein ohjaustapaa, joka perustuu digitaalisiin ohjaimiin. Digitaalinen ohjaus koostuu erikseen yksittäisten komponenttien, kuten dieselmoottorin, hydraulipumpun ja -moottorin ohjauksesta, sekä niin kutsutusta järjestelmän ylemmän tason ohjauksesta. Ylemmän tason ohjauksella pyritään ohjaustavan helppoon toteutukseen, sekä ohjaimen robustiin käyttäytymiseen, kun yksittäisissä parametreissa tapahtuu muutoksia. (Fonselius 2001.)

Hydrostaattisen ajovoimansiirron ohjausstrategialla voidaan vaikuttaa hydraulipumpusta ja -moottorista saataviin hyötysuhteisiin. Lähteessä Fonselius (2001) on tutkittu simulointimallin avulla hydrostaattisen voimansiirron hyötysuhdetta ja eri ohjausstrategioiden vaikutusta hyötysuhteeseen. Tässä simulointimallissa hydraulipumpun ja -moottorin hyötysuhdetta on kuvattu kahden käyrän mallin avulla. Kahden käyrän mallissa hyötysuhdetta ei kuvata erillisten häviölähteiden avulla, vaan kuvaamalla muutokset häviöissä suoraan järjestelmämuuttujien, kuten paineen, kierrostilavuuden tai pyörimisnopeuden funktiona. Kahden käyrän häviömalli perustuu hydrauliyksiköstä mitattuun dataan. Mittaustulosten perusteella saadaan hyötysuhdetta kuvaavat kaksi käyrää muodostettua polynomisovitusta käyttämällä. (Fonselius 2001.)

Fonseliuksen (2001) väitöskirjan simulointimallissa testattiin hydrostaattista voimansiirtoa kolmella eri ohjausstrategialla, jotka olivat perinteinen, adaptiivinen ja sekundaarinen ohjaus. Tarkoitus oli testata mikä ohjausstrategioista on voimansiirron hyö-

tysuhteen kannalta tehokkain vaihtoehto. Sekundäärisessä ohjauksessa hydraulipumpun tavoitteena on pitää vakioaine hydrostaattisessa voimansiirtojärjestelmässä. Tässä ohjaustavassa ainoastaan hydraulimoottorin kierrostilavuutta säädetään momentintarpeen perusteella. Adaptiivisessa ohjauksessa tavoitteena on toteuttaa ohjausjärjestelmä, jonka parametrit muuttuvat koko järjestelmässä tapahtuvien muutosten takia. Simulointimalissa pääasiallinen ero perinteiseen ohjaukseen oli se, että dieselmootorin pyörimisnopeutta muutetaan riippuen järjestelmässä olevasta paineesta. (Fonselius 2001.)

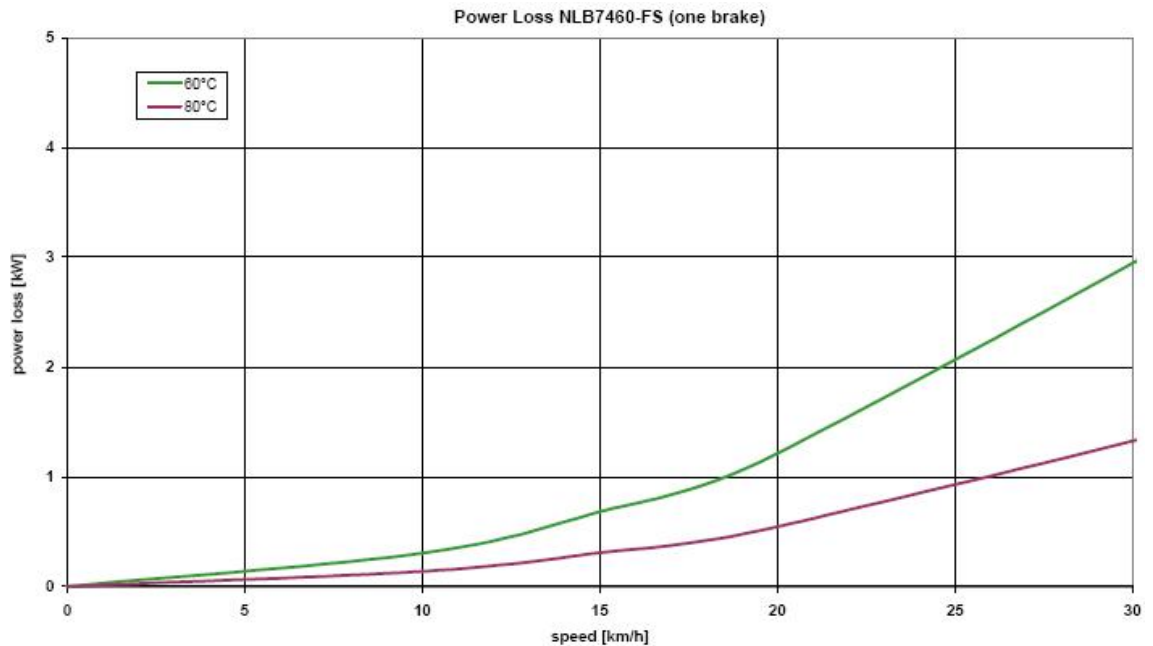
Simulointitulosten perusteella suurella kuormalla kaikki kolme ohjaustapaa ovat melko hyviä hydraulijärjestelmän kokonaishyötysuhteen kannalta. Erot ohjaustapojen välillä tulevat selkeämmin esille pienemmillä ulostulotehojen arvoilla. Tällöin hydrostaattista voimansiirtoa käytetään osittaisella kuormalla, jolloin myös tarvittava paine on usein alhainen. Tässä tapauksessa adaptiivinen ohjaus laskee dieselmootorin pyörimisnopeutta, jolloin paine nousee ja saavutetaan parempi hyötysuhde, kuin verrattuna muihin ohjaustapoihin. Simulointitulosten perusteella osittaisella kuormalla adaptiivinen ohjaustapa toimii noin viisi prosenttia paremmalla hyötysuhteella kuin perinteinen ohjaustapa. Kuorman kasvaessa ero saavutettavien hyötysuhteiden välillä laskee. Simulointitulokset kuitenkin osoittavat, että hydrostaattisen voimansiirron hyötysuhdetta voidaan selkeästi parantaa käyttämällä tehokasta ohjaustapaa. Seuraava edistysaskel hyötysuhteen kannalta olisi yhdistetty adaptiivinen sekundääriohjaus. Tällöin hydraulimoottori on sekundäärisäädetty ja hydraulipumppu säättää painetta. Hydraulipumpulla ja -moottorilla saavutetaan tällöin paras mahdollinen hyötysuhde. Hydrostaattisen voimansiirron hyötysuhteen parantamisessa tärkein kehitysaskel on uusien ohjaustapojen soveltaminen tilanteissa, joissa toimitaan osittaisella kuormalla. (Fonselius 2001.)

4.2 Jarrupiirin hydrauliiikka

Jarrutukseen käytettävä teho muuttuu lämmöksi, joten jarrutusteho lasketaan hukkatheoksi. Syntyvän hukkatheon takia jarruille tarvitaan jäähdytystä, joka toteutetaan huuhtelukierroksen avulla. Huuhtelukierrosta aiheutuu pieni painehäviö, joka ei kuitenkaan ole erityisen merkittävä verrattuna muihin jarrutuksessa tapahtuviin häviöihin. Jarrulevyjen maksimilämpötila on hyvin tapauskohtainen asia, mutta se voi hyvinkin kohota noin 250 °C-asteeseen. Maksimilämpötila esiintyy kuitenkin tyypillisesti vain hyvin lyhyen ajan, koska muuten se johtaisi helposti tiivisteiden ja laakerien vaurioitumiseen.

Jarrunavoissa tarvitaan lisäksi aina öljyä, jolloin hukkatheoa syntyy öljyn pyöriessä navan mukana. Erään valmistajan akselin tapauksessa on todettu, että ajettaessa kaivoslastaajalla nopeudella 30 km/h ja öljyn ollessa 80 °C-asteista, hukkatheoa syntyy noin kolme kilowattia yhdessä jarrunavassa. Häviötehokäyrät kahdella eri öljyn lämpötilalla koneen ajonopeuden funktiona nähdään seuraavan sivun kuvasta 4.3. Häviöteho aiheutuu viskoosikitkasta, kun öljy pyörii koneen renkaan mukana jarrunavassa. Häviötehon suuruus riippuu siten hyvin paljon hydraulioöljyn viskositeetista. Viskositeetti taas riippuu käytettävän hydraulioöljyn tyypistä sekä öljyn lämpötilasta. Jarrutuksessa syntyvä

häviöteho on hyvin tapauskohtainen asia ja parhaiten sitä voidaan arvioida tehtyjen mitausten perusteella piirretyistä kuvaajista.



Kuva 4.3. Erään akselivalmistajan yhdessä jarrunavassa syntyvä tehohäviö kahdella eri öljyn lämpötilalla ajonopeuden funktiona.

Hydrauliset jarrut voidaan toimintansa perusteella jakaa positiivisesti ja negatiivisesti toimiviin jarruihin. Positiivisissa jarruissa jarrutus saadaan aikaan lisäämällä painetta ja vastaavasti negatiivisissa jarruissa vähentämällä painetta. Nestejäähdytteiset jarrut ovat usein toteutettu negatiivisesti toimivina, kuten Sandvikin valmistamien kaivoslas-
taajien tapauksessa. Jarrumomentti saadaan aikaiseksi muuttamalla jarrumännän painet-
ta tarpeen mukaisesti. Erilaisia toteutuksia jarruvoiman välittämiseksi mobilekoneen
renkaille on useita, eikä niihin ole tarpeellista puuttua tarkemmin tässä yhteydessä. Joh-
topäätöksenä voidaan todeta, että jarrutustapahtumassa suuresta ajonopeudesta koneen
pysähtymiseen syntyy merkittävä häviöteho, joka voi olla yhteensä yli 10 kW:n suurui-
nen. Siten myös hydraulisesti toimivien jarrujen toteutustavalla voi olla merkittävä vai-
kutis koko koneen hyötysuhteen kannalta.

5 TARKASTELUIHIN VALITTU KAIVOSLASTAAJA

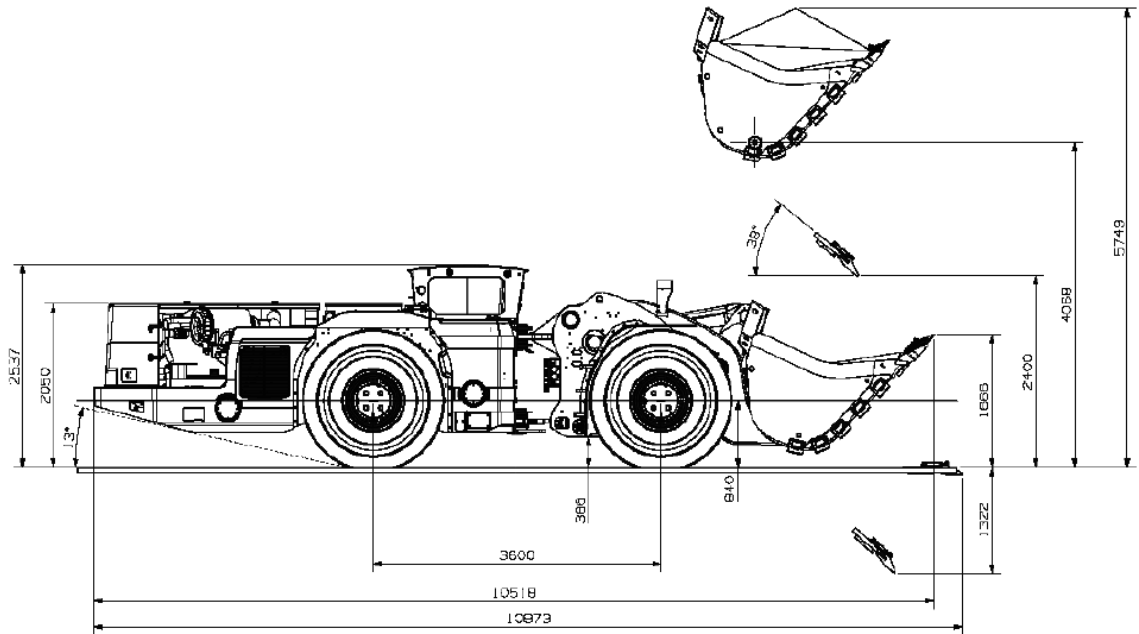
Tämän työn tarkastelujen kohteeksi päätettiin valita Sandvik Mining and Construction Oy:n valmistama kaivoslastaaja, tyypiltään LH514. Tyypimerkinnän kaksi viimeistä numeroa tarkoittavat koneen lastauskapasiteettia tonneina, joten kyseisen kaivoslastaajan lastauskapasiteetti on 14000 kg. Lastauskapasiteetin perusteella voidaan sanoa, että LH514 edustaa suurempaa keskikokoluokan kaivoslastaajaa Sandvikin valmistamien lastauskoneiden valikoimassa. Kokoluokka valittiin suunnilleen puolesta välistä lastauskonevalikoimaa, jotta työn tuloksena mahdollisesti kehitettyjä ideoita voitaisiin helpoiten soveltaa myös muihin lastauskonetyyppeihin. Tämä on luonnollisesti yksinkertaisempaa kuin tapauksessa, jossa testattava työkonetta olisi ominaisuuksiensa puolesta kummassa tahansa ääripäässä.

Tässä luvussa esitellään kaivoslastaajan LH514 rakennetta yleisellä tasolla, sekä koneessa käytetty hydraulikka hieman yksityiskohtaisemmin luvussa 5.2. Luvussa 5.3 käydään lyhyesti läpi koneen hydrodynaamisen ajovoimansiirron toteutus ja siinä käytettävät tärkeimmät komponentit. Luvussa 5.4 tarkastellaan kaivoslastaajan tyypillistä työsykliä, jotta saadaan kuva siitä, miten paljon koneen eri toimintoja käytetään tyypillisen työsyklin aikana. Työsykli pysyy yleensä pidemmän aikaa samankaltaisena, riippuen kuitenkin esimerkiksi kaivoksen koosta ja tyypistä.

5.1 Kaivoslastaajan LH514 rakenne

Kaivoslastaajan LH514 rakenne voidaan jakaa karkeasti kahteen osaan, eturunkoon ja takarunkoon. Seuraavissa alaluvuissa esitellään yleistiedot tarkasteluihin valitusta lastauskoneesta, sekä jaotellaan koneen rakennetta hieman tarkemmin eri osiin, jotta lukija saa selkeän yleiskuvan kaivoslastaajan rakenteesta.

Seuraavan sivun kuvassa 5.1 on esitetty yleiskuva kaivoslastaajasta LH514 tärkeimpien toimintamittojen kanssa. Kuvasta selviää myös koneen kauhan nostokorkeus ja sen paikka koneen rungon suhteen ala- ja yläasennossaan. Koneen kokoluokasta saa käsityksen muutaman tärkeimmän päämitan perusteella. Koneen kokonaispituus on 10870 mm, leveys ilman kauhaa 2730 mm ja korkeus hytin kanssa 2540 mm. Koneen massa ilman kuormaa on 38100 kg ja kuormattuna maksimissaan 52100 kg. Koneen ollessa kuormattuna, akseleille kohdistuu massaa suhteessa siten, että etuakseli kantaa siitä 38625 kg ja taka-akseli 13475 kg. Koneen massa voi vaihdella lisäksi hieman sen perusteella, mitä lisäoptioita sen rakenteeseen on otettu mukaan. Koneen suurin lastauskapasiteetti on kuitenkin 14000 kg. (Sandvik 2011a.)



Kuva 5.1. Yleiskuva kaivoslastaajasta LH514 (Sandvik 2011a).

Koneen päätehonlähteenä käytetään joko Detroitin tai Volvon valmistamaa dieselmootoria. Myös valmistajien eri dieselmallien välillä on eroja, riippuen esimerkiksi Tier-luokituksista, jonka mukaan dieselmootorin rakenne on suunniteltu. Vaadittu luokitus ja siten käytetty dieselmoottori riippuu maantieteellisestä alueesta, jossa konetta tullaan käyttämään. Tällä hetkellä Euroopassa on käynnissä siirtymävaihe Tier 4:ään, joten tulevien koneiden dieselmootoreiden tulee täyttää tämän luokituksen mukaiset vaatimukset. Tämä aiheuttaa luonnollisesti omat haasteensa niin dieselmootoreiden kuin lastauskoneita valmistavan yrityksen tuotekehitykselle. Lisäksi kaivoslastaajaa on saatavana sähkömootorikäyttöisenä, jolloin koneen tunnus on LH514E. Sähkökäyttöisen kaivoslastaajan tekniikka eroaa melko paljon perinteisestä mallista, eikä sitä ole tarkoitus käydä tarkemmin tässä työssä läpi. Tässä työssä keskitytään nimenomaan dieselmootorikäyttöiseen kaivoslastaajaan. Taulukossa 5.1 on esitelty Sandvikin valmistaman kaivoslastaajavalikoiman eri mallien kokoluokan ilmaisevia tietoja (Sandvik 2011a).

Taulukko 5.1. Yleistietoja eri kaivoslastaajien kokoluokasta (Sandvik 2011a).

Malli	Lastauskapasiteetti [kg]	Massa ilman kuormaa [kg]	Kokonaispituus [mm]
LH203	3500	8700	6970
LH307	6700	18020 – 19600	8631
LH410	10000	26200	9680
LH514	14000	38100	10870
LH517	17200	44000	11120
LH621	21000	56800	11993

Kaivoslastaajan LH514 polttoainesäiliön kapasiteetti on 420 litraa. Koneessa on lisäksi kaksi erillistä säiliötä hydraulijärjestelmien öljylle. Suuremman säiliön täyttömäärä on noin 300 litraa. Tähän säiliöön on sijoitettu ohjaushydrauliikan, sekä puomi- ja kauhahydrauliikan käyttämä hydraulioöljy. Pienempi säiliö kuuluu jarrupiirissä käytettävälle hydraulioöljylle ja sen täyttömäärä on noin 70 litraa. Kavitaation estämiseksi hydraulisäiliöt on varustettu huohottimilla, jotka takaavat 0 – 0,4 barin ylipaineen säiliöissä. Pumppujen imulinjat ja vaihdettavat paluuöljyn suodattimet on asetettu säiliöiden sisäpuolelle. (Sandvik 2009.)

Kuten jo luvun alussa mainittiin, kaivoslastaajan LH514 rungon rakenne voidaan jakaa etu- ja takaosaan. Etu- ja takarunko kiinnittyvät toisiinsa keskinivelen välityksellä, jonka suhteen myös koneen ohjaus tapahtuu. Koneen akselit eivät käänny, vaan ohjaus tapahtuu kahden hydraulisylinterin tuottaman voiman avulla keskinivelen kohdalta. Koneen ohjaus on siten toteutettu hydraulisesti, erillisen ohjausventtiilin ohjaamana. Ohjaushydrauliikan hydraulipumppuna toimii säädettävätilavuuksinen 71 cm³:n aksiaalimäntäpumppu, joka on varustettu LS-säätimellä (Sandvik 2011b).

Koneen eturungon puolelle kuuluvat tärkeimmät osat ovat puomi ja kauha, joita molempia ohjataan hydraulisesti. Puomin ja kauhan liikkeitä ohjataan yhdellä puomi- ja kauhaventtiililohkolla, jossa on mukana esiohjauslohko kauhan kääntämisen ja puomin nostamisen ohjauksen toteuttaville suuntaventtiileille. kaivoslastaajan tapauksessa eturunko palvelee pääasiassa koneen työliikkeiden suorittamista.

Suurin osa koneen rakenteesta kuuluu takarungon puolelle. Takarungon puolella sijaitsevat muun muassa dieselmoottori, momentinmuunnin, vaihteisto, hydrauliikan pumput ja venttiilit, jäähdyttimet ja koneen hytti. Koneen tekniikka on siten lähes kokonaan sijoitettuna takarungon puolelle. Koneen takarunko on suunniteltu erittäin tiiviiksi paketiksi, joten yksittäistä komponenttia ei välttämättä ulkopuolelta pysty edes havaitsemaan. Kaivoslastaajan tapauksessa kone on pakko rakentaa mahdollisimman tiiviiksi paketiksi, jotta se pystyisi mahdollisimman tehokkaasti työskentelemään usein erittäinkin ahtaissa kaivostunneleissa.

5.2 Kaivoslastaajan LH514 sisältämä hydrauliikka

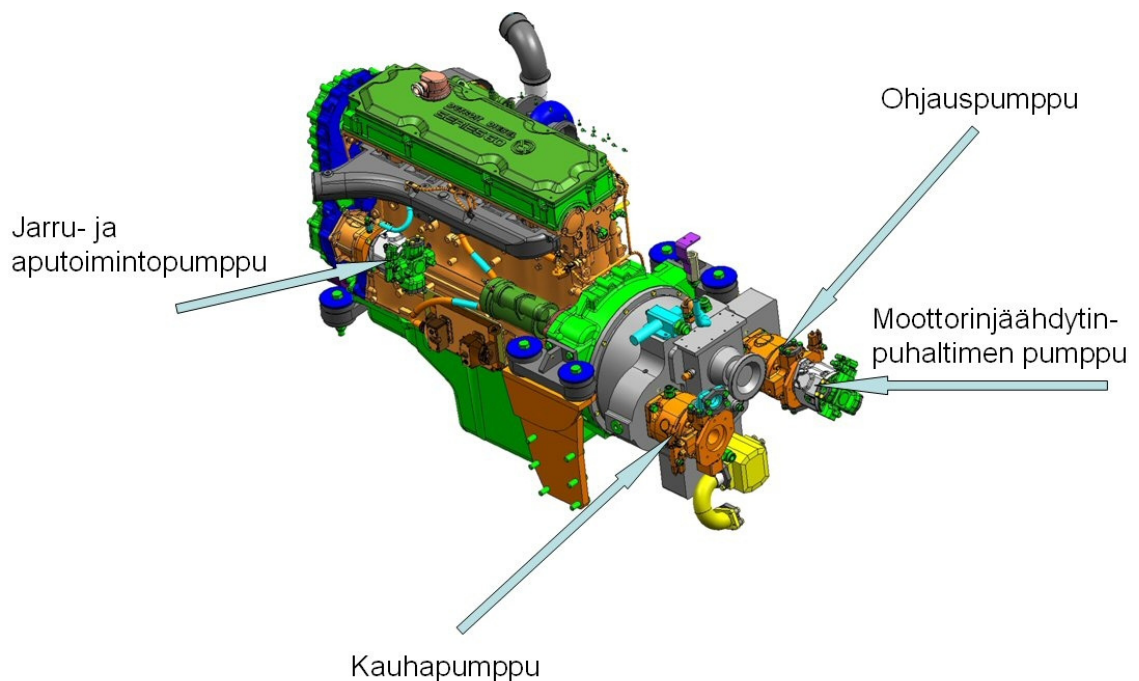
Seuraavissa alaluvuissa on esitelty koneen eri toimintoja, jotka on toteutettu hydraulikan avulla. Aluksi käydään läpi koneessa käytettävät pumput ja niiden säätimet. Tämän jälkeen tehdään lyhyt katsaus siitä, miten koneen ohjaushydrauliikka on toteutettu. Seuraavana käydään läpi muut tärkeät työhydrauliikan toiminnot, ja lopuksi vielä hydraulisesti toteutetut jäähdytinratkaisut, sekä koneen jarrupiirin rakenne. Kaivoslastaajan LH514 hydraulikaavio on esitetty kokonaisuudessaan työn lopussa olevassa liitteessä 1.

Tekstin joukossa on asioiden havainnollistamiseksi mukana eri toimintojen toteuttamiseksi käytettyjen venttiililohkojen hydraulikaavioita. Hydraulikaavioiden toiminta on pyritty kuvaamaan tekstissä lyhyesti, mutta kuitenkin niin, että toimintaperiaate ja tärkeimmät komponentit tulevat esiteltyä mahdollisimman selkeästi. Hydraulisten toimintojen toteutus on tämän työn kannalta oleellisessa osassa, sillä hyötysuhteen tarkas-

telun aluetta ei työn aloitusvaiheessa lähdetty rajaamaan mihinkään yksittäiseen toimintoon.

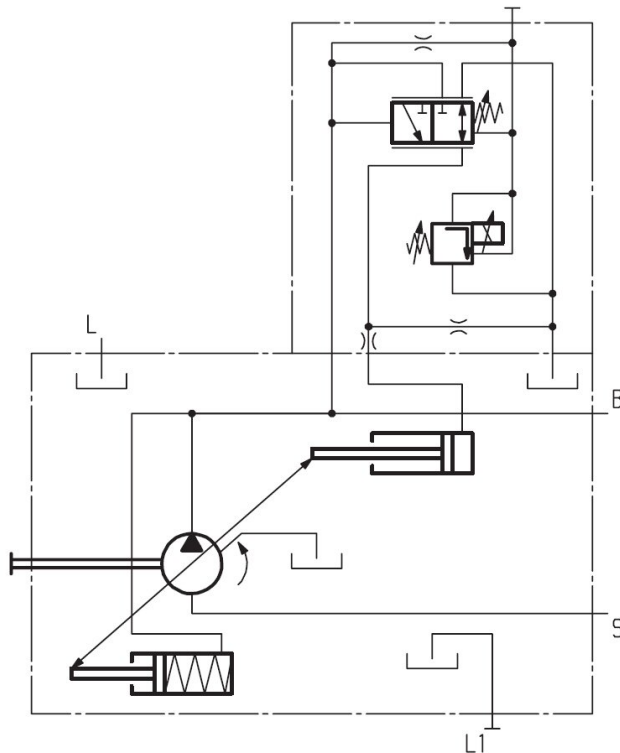
5.2.1 Pumput ja niiden säätimet

Kaivoslastaajan LH514 hydraulikkapiirien pumput ovat Bosch Rexrothin valmistamia säädettävätilavuuksisia aksiaalimäntäpumppuja, tyypiltään A10VO. Kuvassa 5.2 on esitetty 3D-malli kaivoslastaajan LH514 pumppujen sijainneista käyttömootorin ympärillä. Pumput ovat päätyypiltään samanlaisia, mutta niiden kierrostilavuudet ja säätimet poikkeavat toisistaan. Koneen ohjauspumppu ja moottorin jäähdytyspuhallinpumppu on integroitu samalle akselille, joten ne toimivat yhdessä kaksoispumppuna. Ohjauspumppu on kierrostilavuudeltaan 71 cm^3 , sen maksimipaine on 280 baria ja tilavuusvirran tuotto 150 l/min pyörimisnopeudella 2225 rpm. Ohjauspumppu on varustettu kuorman-
tuntevalla eli LS-säätimellä, jonka Δp -arvoksi on määritetty 25 baria. (Sandvik 2011b.)



Kuva 5.2. Yleiskuva kaivoslastaajan LH514 hydraulipumppuista ja niiden sijainnit käyttömootorin ja momentinmuuntimen suhteen (Sandvik 2011b).

Moottorin jäähdytyspuhallinpumppu on kierrostilavuudeltaan 28 cm^3 , sen maksimipaine on 240 baria ja tilavuusvirran tuotto 59 l/min pyörimisnopeudella 2225 rpm. Jäähdytyspuhallinpumpun stand-by- eli tyhjäkäyntipaineen asetusarvoksi on määritetty 25 baria. Pumppu on varustettu sähköisellä A10 ED-säätimellä, jonka hydraulikaavio yhdessä pumpun kanssa on esitetty seuraavan sivun kuvassa 5.3. Sähköisen säätimen yhteydessä maksimipaineen säätö vaikuttaa myös stand-by paineeseen ja päinvastoin, joten paineita voidaan joutua säätämään useaan kertaan pumpun esisäädön yhteydessä. (Sandvik 2011b.)



Kuva 5.3. Sähköisellä A10 ED-säätimellä varustetun pumpun hydraulikaavio (Bosch Rexroth AG 2008).

Koneen puomi- ja kauhapumppu on myös säädettäväturvavälikappale 71 cm³:n aksiaalimäntäpumppu, joka on varustettu sähköisellä ED-säätimellä, kuten moottorin jäähdytyspuhallinpumppukin. Pumpun maksimipaineeksi on säädetty 295 baria ja stand-by paineen arvoksi asetetaan 35 baria. (Sandvik 2011b.)

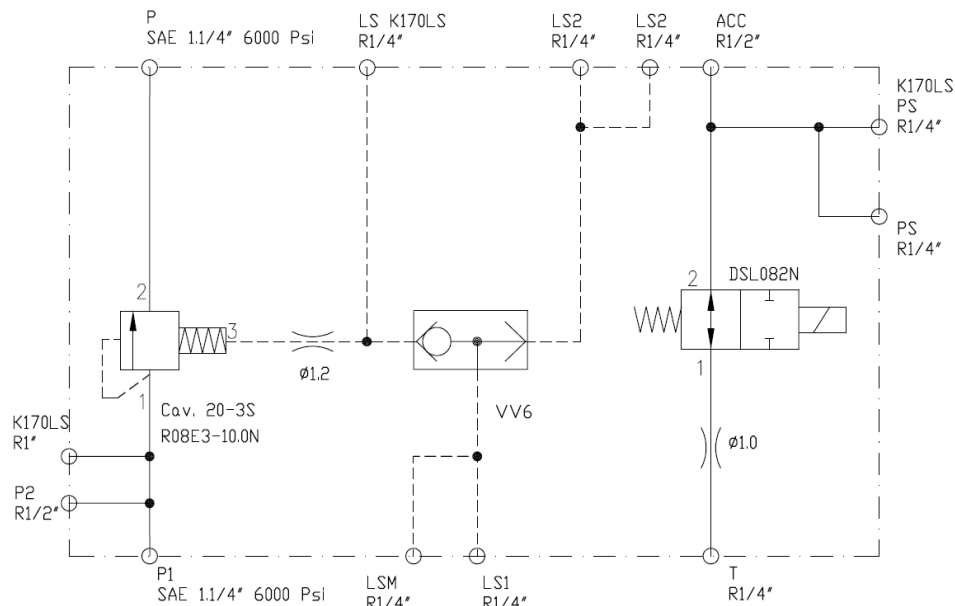
Koneen jarrupumppu on säädettäväturvavälikappale 28 cm³:n aksiaalimäntäpumppu, joka on varustettu LS-säätimellä. Jarrupumpulla käytetään varsinaisen jarrupiirin lisäksi koneen muita puhaltimia, kuin käyttömoottorin jäähdytyspuhallinta. Pumpun maksimipaine on 280 baria ja LS-järjestelmän Δp -arvoksi asetetaan 14 baria. Pumpulta saadaan tilavuusvirtaa 60 l/min pyörimisnopeudella 2500 rpm. (Sandvik 2011b.)

5.2.2 Ohjaushydrauliikka

Kuten luvussa 5.1.2 todettiin, koneen ohjausliikkeet on toteutettu hydraulisesti kahdella hydraulisylinterillä, jotka kääntävät koneen eturunkoa koneen takarungon suhteen, niiden välissä olevan nivelen kautta. Ohjausliikkeiden toteuttavat hydraulisylinterit ovat kooltaan 125/70 mm ja niiden iskunpituus on 475 mm. Kun toista ohjaussylinteriä ajetaan plus suuntaisella liikkeellä, niin samaan aikaan toista sylinteriä ajetaan miinus suuntaisella liikkeellä, jolloin ohjausliikettä saadaan tehostettua.

Ohjaussylintereitä ohjataan ohjausventtiililohkolla, jonka yksityiskohtainen hydraulikaavio on esitetty seuraavan sivun kuvassa 5.4. Ohjausventtiilin pääpainerajaksi on asetettu 330 baria, joka on merkitty kuvan 5.4 kaavion vasemmassa alakulmassa olevan paineenrajoitusventtiilin piirrosmerkin yläpuolelle. Pääpaineraja suojaa pumppua ja venttiiliä järjestelmässä esiintyviltä piikkipaineilta. Ohjausventtiili on toimintaperiaat-

on suurempi. Lisäksi priorisointilohkon oikeassa reunassa näkyvän 2/2-suuntaventtiilin avulla ohjataan ohjausventtiilin esiohjauspaineakun täyttöä.

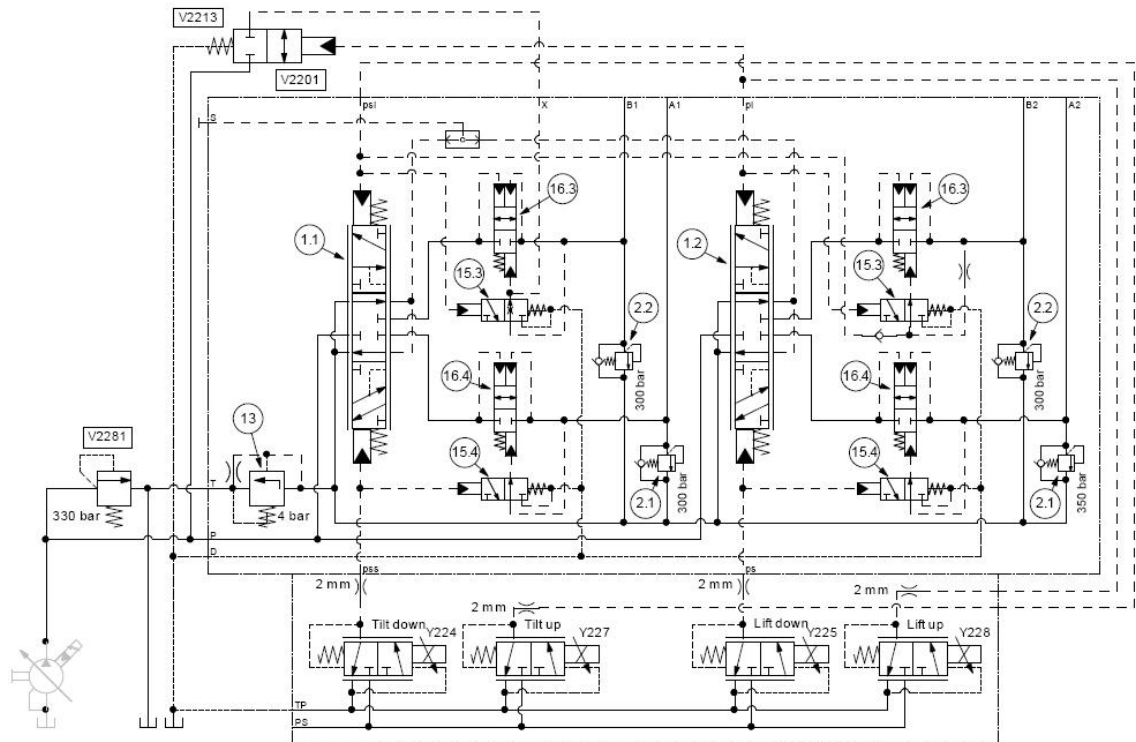


Kuva 5.5. Ohjauksen priorisointilohkon hydraulikaavio (Sandvik 2009).

Ohjaushydrauliikan piiriin on saatavilla lisäksi optiona hätäohjaustoiminto, jonka avulla voidaan taata ohjauksen toimivuus myös vikatilanteissa, kunnes kone on saatu pysähtymään. Optiot ovat lisätoimintoja, jotka asiakas voi tarpeidensa perusteella tilata mukaan koneen rakenteeseen.

5.2.3 Työhydrauliikka

Työhydrauliikan tärkeimmät toiminnot koneen ohjauksen lisäksi ovat puomin ja kauhan liikkeiden toteutus. Puomin ja kauhan liikkeitä ohjataan erillisellä puomi- ja kauhaventtiililohkolla. Puomi- ja kauhaventtiili on toimintaperiaatteeltaan proportionaalinen suuntaventtiili, jota ohjataan sähköhydraulisilla esiohjausventtiileillä. Puomi- ja kauhaventtiilin suurinta käyttöpainetta ohjataan pumpun sähköisen säätimen avulla. Häiriötilanteita varten lohkon sisällä on pääpaineraja, jonka asetusarvo on 330 baria. Paineenrajoitusventtiili (V2281) nähdään seuraavan sivun kuvasta 5.6, jossa on esitetty puomi- ja kauhaventtiililohkon yksityiskohtainen hydraulikaavio. Venttiilin tilavuusvirran lähteenä toimii säädettävätalavuuksinen pumppu, kuten kuvassa 5.6 on esitetty. Pumpun ja sen säätimen tiedot on esitelty tarkemmin luvussa 5.2.1.



Kuva 5.6. Kaivoslastaajan LH514 puomi- ja kauhaventtiililohkon hydraulikaavio (Sandvik 2009).

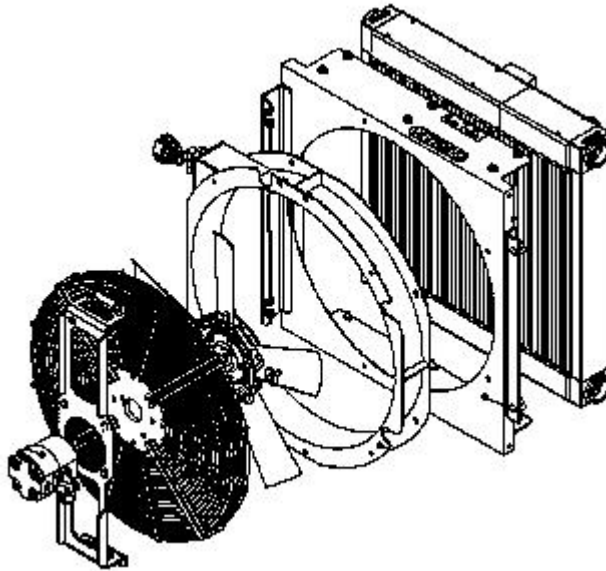
Venttiililohkon sisällä on erikseen sekä luisti- että istukkaventtiilielementit, joiden avulla saadaan kaksinkertainen varmuus käsiteltäessä kuormia. Istukkaventtiilit on merkitty kuvaan 5.6 numeroilla (16.3) ja (16.4). Istukkaelementtejä ohjataan logiikkajärjestelmän kautta, jonka venttiilit on merkitty kuvaan 5.6 numeroilla (15.3) ja (15.4). Venttiilit avautuvat esiohjauspaineen avulla. Logiikkajärjestelmän lisäksi piirissä on erillinen ulkoinen priorisointiventtiili puomin nostolle, joka on merkitty kuvaan 5.6 tunnuksella (V2213).

Venttiilin (1.1) luistin asennon avulla säädetään kauhan asemaa ja venttiilin (1.2) luistin asennolla säädetään puomin asemaa, ohjaamalla sylintereille menevää tilavuusvirtaa. Esiohjauslohkko on integroitu pääventtiiliin ja se näkyy kuvan 5.6 alareunassa. Esiohjauslohkossa on yhteensä neljä esiohjausventtiiliä. Esiohjausventtiileiden solenoideja ohjataan liikuttamalla puomin tai kauhan ohjainsauvaa koneen hytistä. Esiohjausventtiilin avautuessa se päästää esiohjauspaineen vaikuttamaan pääventtiilin luistin pätyyn. Solenoidien ollessa ohjaamattomina venttiilin esiohjauslinjat on yhdistetty vuotolinjan kautta tankkiin.

5.2.4 Jäähdyttimet

Kaivoslastaajan jäähdytyspuhaltimet on myös toteutettu hydraulisesti. Dieselmoottoria varten on oma jäähdytyspuhallin, jota käytetään hydraulimoottorilla. Moottorin jäähdytyspuhaltimelle on oma säädettävätilavuuksinen hydraulipumppu, joka on sijoitettu koneen ohjauspumpun kanssa samalle akselille. Koneen käyttöönottovaiheessa moottorin jäähdytinpuhaltimen pumppu on syytä säätää ensimmäisenä oikeisiin asetusarvoihinsa,

jotta moottorin riittävä jäähdytys varmistetaan jo tässä vaiheessa. Koneen muita jäähdytinpuhaltimia käytetään samalla pumpulla, kuin koneen jarrupiiriä. Jäähdyttimien propelleja käyttävät toimilaitteet ovat kaikki hydraulimoottoreita. Kuvassa 5.7 on esitetty kaivoslastaajassa LH514 käytettävä jäähdytyspuhallin ja jäähdytinkenko, joka on jaettu kahteen erilliseen osaan.



Kuva 5.7. Kaivoslastaajassa LH514 käytettävä jäähdytyspuhallin ja jäähdytinkenko (Sandvik 2009).

Kaivoslastaajan jäähdyttämiseen kuluva tehoa voidaan pitää merkittävänä osana jopa koneen kokonaishyötysuhdetta ajatellen. Seuraavaksi esitetään muutama yksinkertainen laskelma jäähdytykseen kuluvan tehon suuruusluokasta eri toimintojen osalta. Laskelmat perustuvat jäähdytinvalmistajilta saatuihin tietoihin ja mittaustietoihin. Pumpujen teoreettisesti kehittämä hydraulinen teho voidaan laskea pumpulle asetetun maksimipaineen ja tilavuusvirran tuoton tulona, jolloin itse pumpun hyötysuhdetta ei ole otettu tarkastelussa huomioon.

Kaivoslastaajassa LH514 on kaksi samanlaista öljynjäähdytintä, joiden molempien jäähdytyskenno on jaettu kahteen eri suureen osaan. Suurempi osuus kennosta kuuluu molemmissa jäähdyttimissä voimansiirron öljyn jäähdyttämiseksi. Pienempi osuus, joka on molemmissa kennoissa yhtä suuri, kuuluu toisessa jäähdyttimessä työhydrauliikan öljyn jäähdyttämiseksi ja toisessa jarrupiiriin menevän öljyn jäähdyttämiseksi. (Sandvik 2009.)

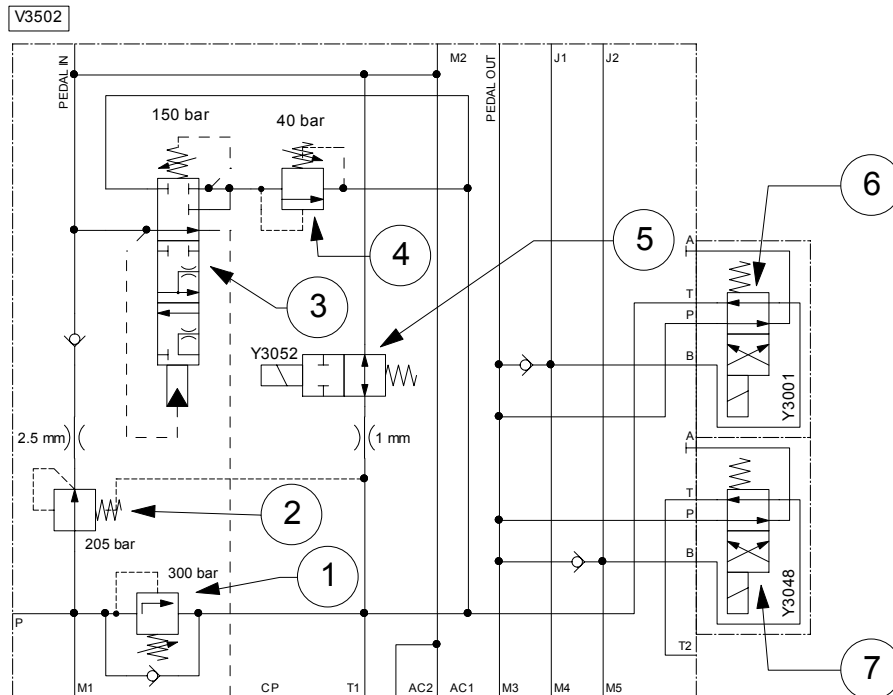
Jäähdytinvalmistajalta saadun tiedon mukaan teoreettinen jäähdytysteho jarruille ja hydrauliikalle on 3000 rpm:n pyörimisnopeudella noin 12 kW. Laskemalla yhteen koneen neljän aksiaalimäntäpumpun kehittämä hydraulinen teho, saadaan kokonaistehon arvoksi 195,35 kW. Koneen jäähdyttämiseksi hydraulista tehoa kuluu kahdelta pumpulta. Moottorin jäähdytyspuhallinpumpun käyttämä teho kuluu kokonaisuudessaan jäähdytykseen. Lisäksi koneen jarrupumpun tuottamasta virtauksesta menee 45 litraa minuutissa puhallinmoottoreille. Virtauksen arvo on säädetty jarru- ja puhallinpiiriin välissä olevan sekvenssiventtiilin kiinteän kuristimen avulla. Laskemalla yhteen näiltä kahdelta

pumpulta jäähdytykseen kuluva teho, saadaan lopputulokseksi noin 44,6 kW. Tämän verran tehoa kuluu siis jäähdytykseen, kun koneen dieselmoottoria ajetaan maksimikierroksilla. Suhteutettuna tämä arvo koneen kokonaistehoon, saadaan jäähdytykseen kuluvaaksi prosenttiosuudeksi noin 22,8 prosenttia. Tästä voidaan päätellä, että koneessa suurimmillaan tarvittava jäähdytysteho on hyvin merkittävä osa koko koneen hydraulisesta tehosta.

5.2.5 Jarrupiirin hydraulikka

Koneen jarrut ovat toteutukseltaan hydraulisesti vapautettavat märät monilevyjarrut, eli ne toimivat posi-stop-periaatteella. Jarrut ovat paineettomana aktivoituneena jousivoiman vaikutuksesta. Tämä on turvallisuusnäkökulmasta katsoen hyvä asia. Liikkeelle lähdettäessä jarrut pitää aina erikseen vapauttaa paineistamalla. Jarrut on sijoitettu erikseen koneen jokaiselle pyörälle. Jarrupiirejä on kaksi, etu- ja taka-akselille molemmille omansa. Koneen varsinaisissa jarruissa on lisäksi funktiona hätä- ja parkkijarrutoiminnot. Hätäjarrutoimintoa varten koneessa on sähköisesti käytettävä pumppu ja jarrujen vapauttamiseksi voidaan käyttää sähköhydraulisesti toimivaa vetokoukkaa.

Jarrupiirissä on erikseen jarrujen latauslohko, jonka tarkoituksena on taata hydraulinen paine jarrujen vapautukselle. Jarrujen latauslohkossa on paineenrajoitusventtiili, joka on esitetty kuvassa 5.8 numerolla (1). Paineenrajoitusventtiilissä on kiinteä 300 barin asetusarvo, joka suojaa pumppua ja venttiiliä järjestelmässä esiintyviltä piikkipaineilta. Lisäksi paineakkujen latauslinjassa on paineenalennusventtiili, joka on esitetty kuvassa 5.8 numerolla (2), jotta säädetty 205 barin asetusarvo ei pääse ylittymään. Paineenlennusventtiili suojaa latauslohkon komponentteja liian korkeilta paineilta.



Kuva 5.8. Jarrupiirin latauslohkon hydraulikaavio (Sandvik 2009).

Venttiilit (3) ja (4) kuvassa 5.8 toteuttavat jarrupaineakkujen lataustoiminnon. Suuntaventtiili on kaaviossa esitettyssä asennossaan, kunnes paine pumppulinjassa ylittää jousen kanssa asetetun 150 barin arvon. Jarrupaineakkujen paine nousee verrannollisena pumpun painelinjan paineeseen. Jarrupaineakkujen lataukselle menevää tilavuusvirtaa säädetään painelinjassa olevan kiinteän 2,5 millimetrin kuristimen ja lohkon ulkopuolisen sekvenssiventtiilin avulla.

Suuntaventtiilin ollessa keskiasennossa, paine pysyy edelleen CP-linjassa ja lisäksi virtaustie on auki venttiilille (4). Venttiili (4) pitää linjan maksimipaineen 40 barissa, venttiilien (3) ja (4) välissä. Paineen noustessa painelinjassa yli 190 barin, suuntaventtiili vaihtaa tilansa kolmanteen asentoon. Tämä tapahtuu luistin päätyihin vaikuttavien erisuuruisten voimien vaikutuksesta. Kolmannessa asennossa venttiilien (3) ja (4) välisen linjan paine putoaa nolleen, sillä venttiililtä (3) on nyt auki virtaustie tankkiin. Pumppulinjan yhteys on kokonaan tukittu. Tämän seurauksena ulkoinen sekvenssiventtiili aukeaa ja paine painelinjassa putoaa kuormaa vastaavalle tasolle. Jos kuormaa vastaava painetaso on alle 190 baria, niin jarrupaineakkujen paine pysyy 190 barissa.

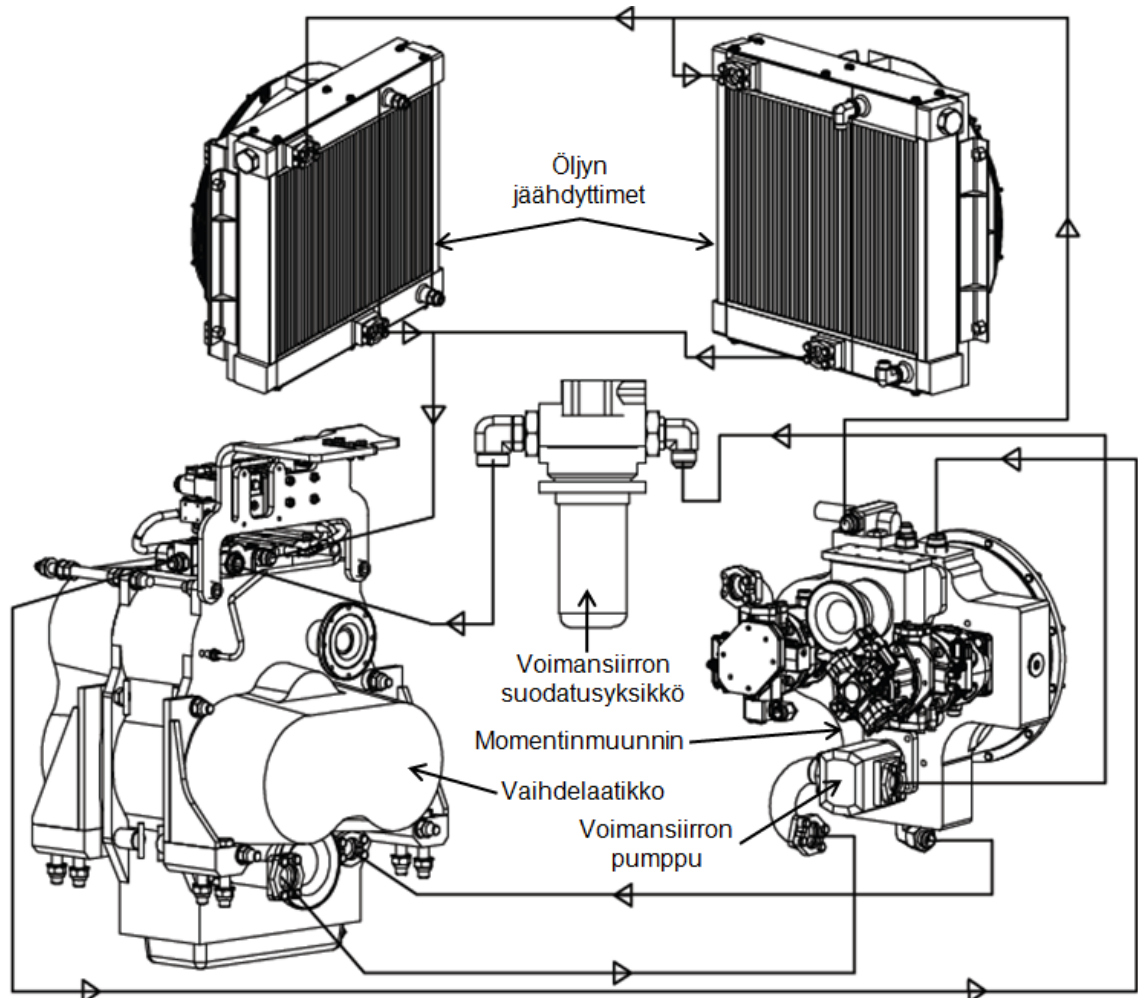
Kun jarruakkujen paine laskee alle 150 barin, suuntaventtiili (3) vaihtaa tilansa alkuasentoon, jolloin latausykli alkaa uudelleen alusta. Venttiili (5) on jarrupaineakkujen tyhjennystä varten. Venttiili on aktivoituneena eli suljettuna, kun ohjausvirta on päällä. Suuntaventtiilejä (6) ja (7) käytetään aktivoimaan parkki- ja hätäjarrutoimintoja. Aktiivointi tapahtuu avaamalla virtaustiet tankkiin linjojen (T1) ja (T2) kautta, molemmilta akseleilta (J1) ja (J2). Kun jarrut ovat vapautettuina, suuntaventtiilit tukkivat virtaustiet tankkiin ja avaavat virtaustien jarrupoljinventtiililtä (PEDAL OUT) molemmille akseleille.

Kuten luvussa 4.2 todettiin, jarrutustapahtuman yhteydessä syntyy suuri määrä häviötehoa, joka pitää jäähdyttää koneesta pois. Jarrutuksen yhteydessä syntynyt lämpö pyritään poistamaan koneesta jarrujen huuhtelukierroksen avulla. Tällöin hydraulioöljy kiertää jatkuvasti jäähdyttimen kautta koneen akseleille, ja sitä kautta myös jarruille. Jarrujen huuhtelukierroksen paine tarkastetaan koneen ensimmäisen käynnistyksen yhteydessä. Testaus tehdään moottorin ollessa tyhjäkäynnillä, jolloin huuhtelupaineen pitää olla välillä 0,5 – 2,5 baria (Sandvik 2011b).

5.3 Ajovoimansiirto

Kaivoslastaajan LH514 ajovoimansiirto on toteutettu hydrodynaamisena ajovoimansiirtona. Hydrodynaamisen ajovoimansiirron toimintaperiaate on kuvattu lyhyesti luvussa 4.1.1, mobilekoneen hyötysuhdetta yleisesti koskevan tarkastelun yhteydessä. Hydrodynaamisen ajovoimansiirron keskeinen komponentti on momentinmuunnin, jolla voidaan säätää muuntimelta ulostulevaa vääntömomenttia portaattomasti. Kaivoslastaajassa on erikseen hydraulipumppu ajovoimansiirrolle, jonka tuottaman tilavuusvirran kapasiteetti käytetään kokonaan ajovoimansiirron ja momentinmuuntimen tarpeisiin. Kyseistä pumppua on yleisemmin kutsuttu momentinmuuntimen latauspumpuksi.

Kaivoslastaajassa LH514 käytetty momentinmuunnin on Danan valmistama SOH, C 9602-tyyppinen muunnin. Kuvassa 4.1 esitetyn hydrodynaamisen ajovoimansiirron rakenteen mukaisesti momentinmuunnin on sijoitettu koneen käyttömootorin ja kardaniakselin väliin. Teho välitetään suoraan dieselmootorilta momentinmuuntimelle. Muuntimen ulostuloakselilta teho välitetään vaihteiston sisääntuloakselille. Vaihteiston välityksellä teho jaetaan etu- ja taka-akseleille. Alla olevassa kuvassa 5.9 on esitetty kaivoslastaajan LH514 voimansiirron rakennetta esittävä kuva, josta selviää myös voimansiirtohydrauliikan öljykierrot. Momentinmuuntimen lataamiseen käytettävä pumppu on tyypiltään hammaspyöräpumppu, joka takaa hydrauliöljyn saannin muuntimen lataukselle. Kuva voimansiirron pumpusta, sekä sen sijainti momentinmuuntimen suhteen näkyy myös kuvasta 5.9. Pumpun tuottaman virtauksen avulla toteutetaan lisäksi vaihdelaatikon ja muuntimen voitelu. (Sandvik 2009.)



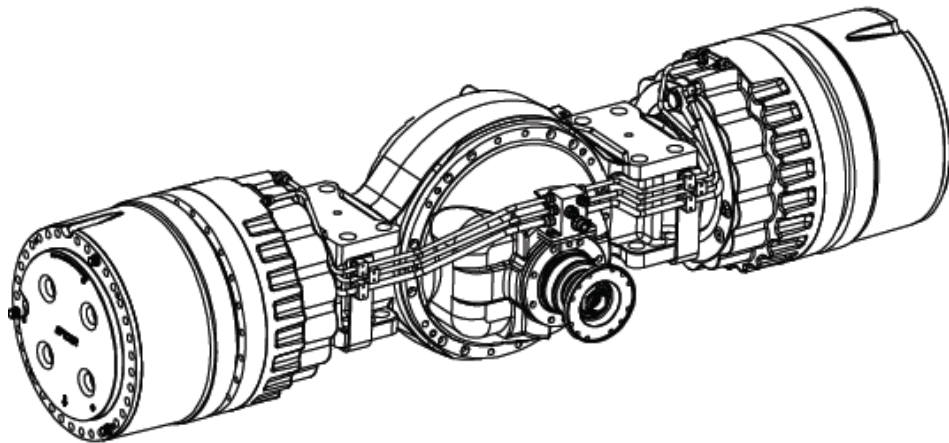
Kuva 5.9. Kaivoslastaajan LH514 voimansiirtohydrauliikan rakenne (Sandvik 2009).

Koneen dieselmootorin käydessä voimansiirron pumppu tuottaa tilavuusvirtaa, joka johdetaan suodattimen kautta vaihdelaatikolle. Vaihteiston öljysäiliö sijaitsee vaihdelaatikon kotelon alareunassa. Pieni osa öljyntuotosta käytetään vaihdelaatikon toimintojen ylläpitämiseen. Loppuosa öljystä kierrätetään momentinmuuntimen piirissä, josta se kulkee jäähdyttimien kautta takaisin vaihdelaatikolle. Öljyn virrattua muuntimen kote-

loon, se kulkee muuntimen staattorin kautta muuntimen läpi, josta se kulkeutuu lopulta ulos muuntimesta jäähdyttimille. Jäähdyttimiltä palaava öljy kulkee vaihteiston voitelu-öljykanavaan, jossa se voitelee vaihdelaatikon laakereita ja kytкимиä. (Sandvik 2009.)

Myös koneen vaihdelaatikko, sekä etu- ja taka-akselit ovat Danan valmistamia. Vaihtoehtoisesti akseleita on saatavana Kesslerin valmistamina. Vaihdelaatikko toimii powershift-periaatteella ja siinä on neljä vaihdetta eteen- ja taaksepäin, sekä lisäksi vapaa-asento. Powershift-vaihteisto toimii niin sanottuna puoliautomaattisena vaihteistona, jossa käytetään sähköistä vaihtenvaihdon ohjausta. Vaihteistolla saavutetaan nopeat vaihdot ja jatkuva veto koneen pyörillä. Teho siirretään vaihdelaatikon kardaaniakselin välityksellä. Periaatekuva kaivoslastaajassa LH514 käytetystä Danan vaihdelaatikosta SOH 5422 on esitetty kuvan 5.9 vasemmassa alareunassa. Kaivoslastaajan ohjaamossa olevassa ohjaussauvassa on sähköiset painonapit, joilla powershift-vaihteiston vaihteita ja ajosuuntaa voidaan muuttaa. Napin painaminen vaikuttaa vaihteiston ohjausventtiilissä tiettyä vaihdetta vastaavaan solenoidiin, joka saa vaihteen vaihtumaan. (Sandvik 2009.)

Kaivoslastaajan LH514 akselit ovat Danan valmistamia posi-stop-periaatteella toimivia akseleita. Koneen molempien akselien tyyppikoodit ovat SOH 53R300. Akselien painot kuivana ilman öljyä ovat noin 2555 kg. Kuvassa 5.10 on esitetty yleiskuva koneen etuakselin rakenteesta. (Sandvik 2009.)



Kuva 5.10. Kaivoslastaajassa LH514 käytetty Danan etuakseli (Sandvik 2009).

Akselin napojen öljykapasiteetti on 9,5 litraa. Kokonaisöljykapasiteetti yhdelle akselille on 69,5 litraa. Siten myös akselien yhteensä tarvitsema öljymäärä on huomattava. Molemmissa akselissa on omat virtaustiensä jäähdytysöljyn sisään- ja ulostulolle. Akseliin on saatavilla lisäksi optiona parkkijarrutoiminto, joka toimii myös hydraulisesti vapautettavana, kuten koneen varsinaiset jarrutkin. (Sandvik 2009.)

5.4 Kaivoslastaajan tyypillinen työsykli

Kaivoslastaajan tyypillisen työsyklin perusteella voidaan päätellä missä mittasuhteissa yksittäiset toiminnot vaikuttavat koneen hyötysuhteeseen. Kaivosolosuhteissa lastauskone saattaa joutua kulkemaan pitkiäkin matkoja edestakaisin, jolloin ajovoimansiirron

tehokkuudella on ratkaiseva merkitys kokonaishyötysuhteen kannalta. Toisaalta jos liikkuttava matka on lyhyt, niin työliikkeitä tehdään enemmän syklin aikana, ja niiden hyötysuhde saattaa olla ratkaiseva kokonaishyötysuhteen kannalta. Tarkastelu voidaan siten hydraulikan osalta jakaa karkeasti ajoliikkeisiin ja työliikkeisiin, kuten jo aikaisemmin tässä työssä on todettu. Työ- ja ajoliikkeiden suorituksen kannalta tärkeimpiä toimintoja ovat puomin ja kauhan liikkeet, sekä mahdollisuus liikkua kaivosolosuhteissa myös täydellä kapasiteetilla kuormattuna. Kaivoslastaajien suunnittelun yhteydessä suoritetaan vetovoimalaskelmat suurimmalle määritetylle nousukulmalle, joten normaaleissa kaivosolosuhteissa ongelmia ei pitäisi mäennousukyvyssä esiintyä edes täydellä kuormalla.

Koneen hyötysuhteen ja polttoaineenkulutuksen tarkastelua varten on oleellista määrittää tarkkaan, millaista työsykliä tullaan tarkastelemaan. Jos työsyklin suorituksessa esiintyy suurta hajontaa, on selvää, että tulokset eivät ole kovinkaan hyvin vertailukelpoisia keskenään. Lisäksi jos odotettu hyötysuhteen paraneminen on pieni, niin testien toistettavuus on entistäkin tärkeämpää. Testauksessa käytetyn työsyklin olisi hyvä vastata mahdollisimman paljon tyypillistä kaivosajossa esiintyvää työsykliä, jotta saavutetut tulokset vastaisivat myös todellisia olosuhteita. Valitun työsyklin pitäisi sisältää sopivassa suhteessa työ- ja ajoliikkeiden suorituksia. Kaivoslastaajan työsykliin vaikuttaa erittäin voimakkaasti kaivostyyppi, jossa se työskentelee. Myös olosuhteet vaihtelevat, joten yleispätevää työsyklin määritelmää ei voida kovinkaan tarkasti antaa. Testausolosuhteissa tietyn tyyppinen työsykli on kuitenkin helppo määritellä ja myös sen toistettavuus voidaan tehdä hyväksi.

Työsyklin tarkastelu on siinäkin mielessä tärkeää ottaa huomioon hyötysuhteen määrittämisessä, että tiedetään millaisissa olosuhteissa saavutetut tulokset ovat vertailukelpoisia. Tietyn tyyppisen energiatehokkuutta parantavan sovelluksen vaikutus saattaa menettää tehokkuutensa erilaisissa olosuhteissa, kuin testien perusteella on määritetty. Mobilekoneen hyötysuhteen tarkastelu on joka tapauksessa enemmän tai vähemmän arviointia, ja tarkasteluissa käytetyn työsyklin määrittäminen korostuu tässä vaiheessa. Realistisempi tapa olisikin ehkä tarkastella yksittäisten toimintojen hyötysuhteita erikseen ja jättää kokonaishyötysuhteen tarkastelu toissijaiseksi tavoitteeksi. Tällöin muuttuvan työsyklin vaikutusta kokonaisuuden kannalta saadaan vähennettyä.

6 HYÖTYSUHTEN KEHITYSKEINOJA

Tässä luvussa esitellään tarkemmin yksittäisiä keinoja, joihin työn edetessä on päädytty kaivoslastaajan hyötysuhteen kehittämiseksi. Tarkoituksena on esitellä useampia keinoja, joilla nähtäisiin olevan potentiaalia myös tulevaisuuden kehitystyötä ajatellen. On selvää, että jokaista ideaa ei pystytä toteuttamaan tämän työn rajallisen aikataulun puitteissa. Pelkkä komponenttien toimitusaika saattaa monissa tapauksissa muodostua liian pitkäksi.

Yksittäisten keinojen yhteydessä pyritään perustelemaan sitä, minkä suuruusluokan säästöjä kyseistä ratkaisua käyttäen voitaisiin saavuttaa, ja miksi se sopisi erityisesti tarkasteltavaan kaivoslastaajaan LH514. Tähän lukuun ei ole otettu mukaan ratkaisuja, joiden kautta saatavalle energiansäästölle ei ole esittää perusteluja tai energiansäästöä tukevia laskelmia. Ideatasolla erilaisia ratkaisuja on helppo kehittää, mutta niiden soveltaminen todelliseen koneeseen vaatii aina paljon suunnittelua ja yleensä vähintään yhtä paljon testausta.

6.1 Energiatehokkaan hydraulijärjestelmän määritelmä

Tässä luvussa esitetään teoreettinen näkökulma sille, mitä vaatimuksia hydraulijärjestelmälle voidaan asettaa, jotta sitä voitaisiin nykypäivänä pitää energiatehokkaana ratkaisuna. LS-järjestelmää on pidetty perinteisesti energiatehokkaana järjestelmävaihtoehtona, mitä se ei kuitenkaan todellisuudessa ole, etenkin useista toimilaitteista koostuvissa järjestelmissä. Lisäksi perinteisellä tekniikalla toteutetut venttiilit ja pumput eivät pysty käsittelemään energian talteenottoa. Myös sekundäärisäätöisiä järjestelmiä on perinteisesti pidetty energiatehokkaina ratkaisuina. Sekundäärisäätöisten järjestelmien ongelmana on kuitenkin se, että ne eivät toimi kunnolla pienellä tai tuntemattomalla hitauskuormalla. Lisäksi vakiopaineperiaatteen vuoksi näissä järjestelmissä tarvitaan suuria paineakkuja energian varastoimiseksi. (Huhtala & Linjama 2010.)

Hydraulisten käyttöjen hyötysuhteen voidaan sanoa olevan erittäin huono. Tämä koskee etenkin hydraulisia toimilaitteita ja niiden ohjaamista. Tärkeimpänä syynä voidaan pitää sitä, että hydraulijärjestelmien rakennesuunnittelu on huono energiankulutuksen näkökulmasta katsottuna. Yksittäisten komponenttien hyötysuhteet pysyvät kohtuullisen hyvällä tasolla, mutta koko järjestelmän hyötysuhde jää usein alle kymmenen prosentin tasolle. Suoria seurauksia tälle ovat liiallinen polttoaineenkulutus, suuret pako-kaasupäästöt ja ylimitoitetut jäähdytysjärjestelmät. (Huhtala & Linjama 2010.)

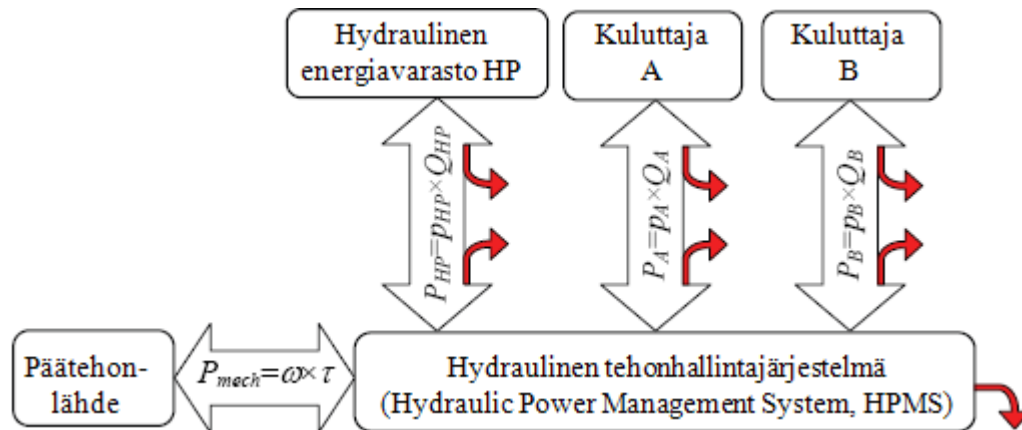
Energiatehokkaan järjestelmän määritelmässä pitää ottaa huomioon toimilaitteiden koko työsykli. Tämä pätee erityisesti järjestelmän energiahäviöiden tarkastelun yhteydessä. Energiahäviöiden määrittäminen on havainnollinen tapa energiatehokkuuden

tarkastelussa, sillä sen avulla voidaan tarkastella myös negatiivisia tehoja. Pelkkä hyötysuhteen käsite ei ole määritelty negatiivisille toimilaitteiden tehoille. (Huhtala & Linjama 2010.)

Energiatehokkaalle hydraulijärjestelmälle on helppo antaa teoreettinen määritelmä. Yksinkertaisimmillaan tämä tarkoittaa sitä, että häviöiden pitää olla mahdollisimman pienet jokaisessa järjestelmän toimilaitteessa. Käytännössä tämä tarkoittaa välittömästi tapahtuvaa tehon sovitusta kaikissa toimintatilanteissa, mukaan lukien toimilaitteiden negatiiviset tehot. Kyseiseen vaatimukseen voidaan päästä erittäin nopean ja tarkan paineen ja toimilaitteen syrjäytystilavuuden ohjauksella. Lisäksi vaaditaan kykyä käsitellä tehokkaasti negatiivisia tilavuusvirtoja. Toimilaitteilta saatavan negatiivisen tehon hyödyntämiseksi järjestelmässä pitää olla jonkinlainen paikka energiavarastolle. Hydraulikassa tämä tarkoittaa käytännössä paineakkuja, sillä muuten energian muotoa joudutaan muuttamaan, ja tästä aiheutuu ylimääräisiä häviöitä. Energian varastointi ei kuitenkaan ole ainoa mahdollisuus tavoiteltaessa hyötysuhteeltaan tehokasta järjestelmää. Vaihtoehtoinen tapa negatiivisen tehon käsittelyyn on käyttää sitä sellaisilla toimilaitteilla, jotka tarvitsevat samaan aikaan positiivista tehoa. Lisäksi energiaa voidaan syöttää takaisin järjestelmän päätehonlähteelle eli mobile koneen tapauksessa yleensä dieselmoottorille. (Huhtala & Linjama 2010.)

Hydraulisten toimilaitteiden hetkellisesti tarvitsemat tehopiikit saattavat olla erittäin suuria verrattuna saman toimilaitteen tarvitsemaan keskimääräiseen tehoon. Perinteinen keino tämän asian ratkaisemiseksi on ollut ylimitoittaa komponentit riittävällä varmuuskertoimella, jolloin tehoa saadaan varmasti riittävästi. Tämä ei tietenkään energiankulutuksen kannalta ole tehokas keino, sillä pienemmillä tehontarpeilla häviötehoa muodostuu tarpeettoman paljon. Tämän takia hyvänä periaatteena voidaan pitää sitä, että keskimääräinen tehonkulutus mitoitetaan päätehonlähteen mukaan ja piikkitehontarpeet otetaan energiavarastoista, eli hydraulijärjestelmien tapauksessa paineakuista. (Huhtala & Linjama 2010.) Tällä tarkoitetaan energiankäytön keskiarvoistamisen periaatetta, josta tässä työssä on jo aiemmin puhuttu. Kun tehopiikkien vaatimat energiatarpeet saadaan muualta kuin päätehonlähteeltä, voidaan dieselmoottori monissa tapauksissa mitoitaa vähintään yhtä kokoa pienemmäksi.

Seuraavan sivun kuva 6.1 esittää kaaviomuodossa energiatehokkaan hydraulijärjestelmän tehovirtojen kulkua. Oleellinen osa järjestelmässä on mahdollisuus syöttää tehoa kahteen suuntaan järjestelmän eri osien välillä. Lisäksi tärkeitä osia ovat hydraulisen energian varastointimahdollisuus ja täsmällinen tehon sovittaminen kuluttajien määräämien vaatimusten mukaisesti. Ehkä tärkeimpänä asiana voidaan kuitenkin pitää sitä, että häviöt ovat mahdollisimman pieniä kaikissa tehon kulkusuunnissa. (Huhtala & Linjama 2010.)



Kuva 6.1. Energiatehokkaan hydraulijärjestelmän kuvaus (Huhtala & Linjama 2010).

Energiatehokkaan järjestelmän tai kokonaisen työkonteen teoreettinen määritelmä voidaan siten antaa suhteellisen helposti. Todellinen tilanne ei kuitenkaan ole näin yksinkertainen etenkin, kun puhutaan asiakkaille menevistä tuotantokoneista. Uusi tekniikka ja monimutkaisemmat järjestelmäratkaisut tuovat aina työkonvalmistajille suuria haasteita. Uusien järjestelmäratkaisujen soveltaminen esimerkiksi kaivoslastaajaan vaatii tuotekehityksen osalta usein pitkän ja vaativan prosessin. Tämä on voitu todeta hyvin esimerkiksi uusien digitaalihydraulisten komponenttien soveltamisessa mobile-koneisiin. Uusien järjestelmien tai komponenttien osalta pitää ensinnäkin todeta niiden vähintään yhtä hyvä luotettavuus ja turvallisuus vanhoihin ratkaisuihin verrattuna. Tämä tukee hyvin sitä ajatusta, että energiatehokkaiden työkonneiden kehityksen pitää olla pitkäjänteistä ja jatkuvaa, jolloin tuloksia saavutetaan askeleittain, eikä koneen toimintaa muuteta liikaa yhdellä kertaa. Kuten luvussa kaksi todettiin, työkonteen toiminnallisuus on asiakkaalle usein jopa tärkeämpää kuin hieman parempi hyötysuhde, joten toiminnallisuuden kustannuksella hyötysuhdetta ei tulisi ensisijaisesti lähteä parantamaan.

6.2 Workshopit komponenttitoimittajien kanssa

Tämän työn aloitusvaiheessa päätettiin pitää workshopit suurimpien komponenttitoimittajien kanssa liittyen hydraulikan hyötysuhteen kehittymismahdollisuuksiin. Tarkoitus on siten ottaa myös toimittajien näkemykset huomioon ja saada tällä tavoin uusia toteuttamiskelpoisia ideoita Sandvikin kaivoslastaajiin. Ideoiden joukosta on tarkoitus poimia mahdollisia ratkaisuja, joita voitaisiin tämän työn aikataulun puitteissa lähteä kokeilemaan. Komponenttitoimittajien näkemyksillä on suuri merkitys ajatellen esimerkiksi komponenttien saatavuutta ja toimitusaikoja. Toimittajat ovat myös tehneet vastaavantlaisia ratkaisuja muiden yritysten koneisiin, joten toimiviksi todettuja sovelluksia on olemassa runsaasti.

Workshopit päätettiin pitää Bosch Rexrothin ja Parker Hannifinin asiantuntijoiden kanssa. Näihin toimittajiin päädyttiin siksi, että suurin osa kaivoslastaajien hydraulikomponenteista tulee näiltä kahdelta toimittajalta. Workshopien aikataulut saatiin sovittua riittävän varhaiseen vaiheeseen työn aloitusajankohtaan nähden. Workshopeja varten pyrittiin pohtimaan etukäteen asioita, joita päivän aikana käsitellään. Parkerin kans-

sa päätimme ottaa päivän teemaksi kaivoslastaajan LH514 putkitus- ja liitinratkaisujen tarkastelun hyötysuhteen kannalta. Tuloksena saatiin useita hyviä ideoita, joita on tarkoitus jälkeensä lähde kehittämään eteenpäin.

6.2.1 Workshop Parker Hannifin

Pidimme ensimmäisen workshopin Parkerin kanssa 15.3.2011 Sandvikin Turun toimipisteen tiloissa. Päätimme ottaa päivän ensisijaiseksi teemaksi kaivoslastaajan LH514 putkitus- ja liitinratkaisujen tarkastelun hyötysuhteen kannalta. Tämän tuloksena saatiin muutamia lupaavia ideoita, joita on tarkoitus jälkeensä lähde pohtimaan tarkemmin. Suunnitelluista putkitus- ja liitinmuutoksista on tarkoitus tehdä mahdollisesti lähitulevaisuudessa tarkemmat kuvaukset ja laskelmat, joiden pohjalta voidaan tehdä muutosehdotukset tuleviin koneisiin. Tämän työn aikataulun puitteissa jokaista muutosta ei ehditä analysoida riittävän tarkasti, sillä muutokset vaativat käytännössä myös tarkat 3D-kuvat.

Lisäksi workshopin aikana käytiin läpi pumppupuolen ratkaisuja, ja keskusteltiin muun muassa uudentyyppisestä tuottosäätöisestä pumppuratkaisusta puhallinkäyttöihin. Pumppuna tässä ratkaisussa on tarkoitus käyttää Parkerin P1-sarjan 60 cm³:n kokoista aksiaalimäntäpumppua, joka on varustettu uudella RDEC-säätimellä. Idea kyseisen säätötavan käytölle oli tullut jo aikaisemmin esille, sillä tuottosäätöisellä pumpulla on tarkoitus vähentää Sandvikin valmistaman kuljetuskoneen TH550 nykyisessä dieselmootorin jäähdytyspuhallinpiirissä esiintyviä painevärähtelyjä. Tämä olisi ensisijainen käyttökohde uudelle pumpun säätötavalle, mutta jatkoa ajatellen keksittiin myös muita mahdollisia käyttökohteita kaivoslastaajien puolelle.

Esityönä workshopia ajatellen tehtiin CAD-malleja hydraulikkapiirien rakenteista. Mallien tarkoituksena oli esitellä kaivoslastaajan LH514 hydraulikan sijoittelua Parkerin asiantuntijoille. Malleista oli jonkin verran hyötyä, sillä niistä sai realistisemman kuvan kaivoslastaajan hydraulipiirien rakenteesta, kuin pelkistä paperille tulostetuista kuvista. Lisäksi kävimme tuotantolinjalla katsomassa koneita tarkemmin, jolloin saatiin parempi kuva todellisen koneen rakenteesta, sekä mahdollisista epäkohdista putkitus- ja liitinratkaisuissa.

Workshopista oli hyötyä ainakin kahdesta näkökulmasta katsoen. Ensinnäkin koneen putkitusten ja letkujen sijoittelu tuli käytyä melko yksityiskohtaisesti läpi, ja löysimme myös muutaman kohdan, joissa putkitusmuutoksilla voidaan saavuttaa todellista etua jopa kokonaishyötysuhteen kannalta. Tehokkaammilla putkitusratkaisuilla pyritään luonnollisesti vähentämään hydraulipiireissä syntyviä painehäviöitä. Mahdollisesti parannettavia kohtia ovat esimerkiksi ylimääräisten putkimutkien poistaminen, sekä putkikokojen tarkastelu.

Toinen workshopin myötä aluilleen saatu asia oli tuottosäätöisen jäähdytyspuhallin-pumpun testausmahdollisuus. Tässä vaiheessa päätettiin myös, että pumpun testaus ja testitulosten dokumentointi voitaisiin osaltaan sisällyttää tähän diplomityöhön. Pumpun säätötavalla päätettiin hakea myös parannusta kaivoslastaajan hyötysuhteeseen erilaisten sovellusten avulla. Pumppu ja säädin päätettiin tilata, ja Parker lupasi toimitusajaksi 6 –

8 viikkoa. Tässä välissä oli tarkoitus tehdä valmistelut pumpun testausjärjestelmää ajatellen. Vielä ei ollut varmaa, voidaanko pumppuratkaisua testata suunnitellussa testikoneessa, vai joudutaanko testaus suorittamaan erillisessä testipenkissä. Mahdollisia testikoneita oli huonosti saatavilla, ja testaaminen tuotantokoneessa saattaisi viivästyttää asiakkaalle luvattua toimitusaikaa. Lopulta kävi niin, että testijärjestelmä päätettiin rakentaa Sandvikin tiloissa olevan testikoneikon ympärille.

Parkerin kanssa pidetyn workshopin anti vastasi hyvin ennalta asetettuja tavoitteita. Keksimme kaksi ratkaisua, joita molempia voitaisiin tarkastella perusteellisemmin tämän työn aikataulun puitteissa. Pumpun uudesta säätötavasta ei puhallinkäytössä välttämättä ole suurta etua hyötysuhdetta ajatellen, jos verrataan nykyiseen sähköisesti ohjattuun painesäätöiseen pumppuun. Testauksen kannalta tärkeä näkökulma on kuitenkin se, että uuden ratkaisun avulla pyritään vähentämään nykyisissä koneissa esiintyviä painevärähtelyjä. Lisäksi tuottosäätöistä pumppua voidaan soveltaa muissa järjestelmäratkaisuihin, joiden avulla hyötysuhdetta voidaan parantaa. Eräs potentiaalinen käyttökohde keksittiin kaivoslastaajan jarru- ja puhallinpiirin rakenteeseen. Kehitetyn idean toimintaperiaate ja siihen liittyvät tarkastelut esitetään luvussa 9.1.

6.2.2 Workshop Bosch Rexroth

Myös Bosch Rexrothin kanssa pidetyn workshopin tarkoituksena oli pohtia erilaisia hyötysuhdetta parantavia ratkaisuja kaivoslastaajaan LH514. Työpäivän mittainen workshop pidettiin 31.3.2011 Bosch Rexrothin Tampereen toimipisteen tiloissa. Bosch Rexrothin asiantuntijat olivat pohtineet etukäteen useita sovelluksia, joita he tulisivat päivän aikana esittelemään. Tätä varten paikalle oli kutsuttu Rexrothin hydraulikka-asiantuntijoita Saksasta asti. Tarkoituksena oli käydä erikseen läpi suljetun ja avoimen piirin ratkaisuja. Paikalla oli lisäksi Sandvikin Tampereen toimipisteen hydraulikka-suunnittelijoita, joten samalla pohdittiin vastaavanlaisia ratkaisuja Tampereella valmistettaviin porauslaitteisiin.

Taustamateriaalina jaettiin jokaiselle workshopiin osallistuvalla henkilöllä kaivoslastaajan LH514 hydraulikaavio. Päivän aluksi pidettiin lyhyt esittely kaivoslastaajan LH514 rakenteesta ja toiminnasta. Lisäksi esiteltiin tärkeimmät koneessa käytetyt komponentit. Koneen esittelyvaiheen yhteydessä huomio kiinnittyi lähinnä venttiilipuolen ratkaisuihin, joista puomi- ja kauhaventtiilin rakenne keräsi osaltaan erilaisia energiatehokkuutta parantavia ehdotuksia. Yksi puheenaiheena ollut ratkaisuehdotus oli regeneratiivisen kytkennän käyttäminen puomi- ja kauhasylinterien paluupuolella. Kytkennän tarkoituksena on ajaa öljyä sylinterin paluupuolelta takaisin männän puolelle, suoraan tankkiin ajamisen sijaan. Kytkentä on ideana yksinkertainen, eikä se vaadi suuria muutoksia koneen rakenteeseen, joten asiaa kannattaa pohtia tarkemmin. Regeneratiivisten kytkentöjen periaatteita tarkastellaan luvussa 6.3.3.

Avoimen piirin ratkaisujen yhteydessä käytiin aluksi läpi Rexrothin uuden A1-pumppusarjan käyttömahdollisuuksia. Uusi A1-pumppusarja on tulossa markkinoille lähiaikoina. A1-sarjan pumput soveltuisivat hyvin esimerkiksi puhallinkäyttöihin, sillä ne tulevat olemaan kooltaan pieniä ja hinnaltaan suhteellisen edullisia. Suoranaista vai-

kutusta hyötysuhteen paranemisena ei kuitenkaan ole saavutettavissa. Oikeanlaiseen sovellukseen yhdistettynä säästöjä voidaan kuitenkin saavuttaa. Pumppujen jälkeen käytiin läpi integroidun elektroniikan käyttöä mobilekoneen ohjauksessa. Tämän jälkeen pohdittiin energian varastoinnin mahdollisuutta puhallinkäyttöjen yhteydessä. Seuraava varsinainen avoimen piirin ratkaisuvaihtoehto oli sähköhydraulisen tilavuusvirran sovituksen eli Electrohydraulic Flow Matchingin (EFM) käsite, jonka avulla saavutettavia etuja ja mahdollisuuksia käsitellään tarkemmin luvussa 6.3.1. Viimeisenä asiana avoimen piirin osalta käytiin läpi digitaalihydrauliikan tällä hetkellä tarjoamia mahdollisuuksia. Näkökulmana tässä oli meter-in meter-out -kytkennän soveltaminen kaivoslastaajan hydraulikassa. Johtopäätös tästä oli lähinnä se, että sarjatuotantoon soveltuvia digitaalihydraulisia komponentteja on hyvin vaikea vielä tässä vaiheessa saada testikäyttöön. Tulevaisuuden kehitys ja tämän hetken tutkimus kuitenkin vaikuttavat lupavilta, joten jo lähivuosina saattaa tehokkaita komponentteja olla tulossa markkinoille.

Suljetun piirin ratkaisuissa pääpaino oli hydrostaattisen ajovoimansiirron toteuttamisessa. Tämä ei kuitenkaan liittynyt varsinaisesti kaivoslastaajan LH514 sovellukseksi, vaan Sandvikin toiseen projektiin toteuttaa hydrostaattinen ajovoimansiirto kaikkein pienimmässä lastauskonetyypissä. Suoranaisesti kaivoslastaajaan LH514 soveltuvista ratkaisuista käytiin läpi esimerkiksi CVT-vaihteiston sovellusmahdollisuuksia. Bosch Rexrothin valmistama sovellus, joka vastaa Power-split CVT -vaihteiston toimintaperiaatetta tunnetaan nimellä Hydraulic Variable Transmission (HVT). Toinen mielenkiintoinen vaihtoehto, joka tuli esille, oli hydraulisen hybridikäytön soveltamismahdollisuus kaivoslastaajassa. Rexrothin tarjoama sovellus tähän liittyen tunnetaan nimellä Hydraulic Regenerative Braking System (HRB). Näitä kahta ajotoimintoihin liittyvää kehittymähdollisuutta on esitelty ja pohdittu tarkemmin luvussa 6.4, tarkasteluihin valitun kaivoslastaajan näkökulmasta.

Workshopin anti vastasi hyvin ennakko-odotuksia, sillä alan osaajia oli paljon paikalla. Päivästä olisi saatu enemmän irti, jos Rexrothin esittelemistä asioista olisi jaettu enemmän taustamateriaalia osallistujille. Keskustelua eri aihepiireistä olisi varmasti syntynyt enemmän tämän seurauksena. Tarkkaa analysointia ei yhden työpäivän aikana ehditty tekemään siitä, mitkä yksittäisistä keinoista parhaiten sopisivat kaivoslastaajan rakenteeseen. Ideoita tuli kuitenkin paljon esille, ja tarkempaa pohdintaa on tarkoitus jatkaa tämän työn kirjoittamisen yhteydessä. Uutta tietoa saatiin myös Rexrothin tulevaisuuden suunnitelmista, joista on varmasti hyötyä, kun Sandvikin energiatehokkuuteen keskittyvää projektia jatketaan eteenpäin.

6.3 Työliikkeiden energiatehokkuuden kehityskeinoja

Tarkasteluihin valitun kaivoslastaajan tyypillistä työsykliä ajatellen on olemassa monenlaisia ratkaisuja työliikkeiden energiatehokkuuden kehittämiseksi. Tulevaisuudessa tehokkaimmat ratkaisut liittyvät todennäköisesti digitaalihydraulisten komponenttien yleistymiseen, mutta vielä tällä hetkellä komponentteja on huonosti saatavilla. Digitaalihydraulisten komponenttien testaaminen kaivoslastaajassa on siten vielä tämän työn

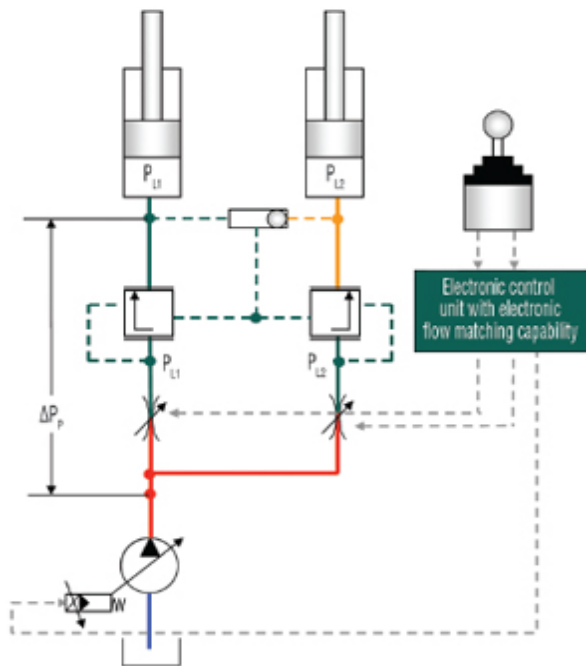
osalta hyvin hankalaa. Valmistajilta on vaikea saada edes komponenttien prototyyppi-malleja testikäyttöön. Suurimman ongelman aiheuttaisi silti toimivan ohjausohjelmiston kehitystyö.

Kaivoslastaajan työliikkeiden osalta energiatehokkuuden kehittäminen keskittyy puomi- ja kauhahydrauliikan toiminnan tehostamiseen. Säästöjä voidaan saavuttaa lähinnä erilaisten kytkentöjen ja pumpun säätötavan avulla. Lisäksi voidaan miettiä erilaisia energian talteenottoon soveltuvia järjestelmäratkaisuja. Mielenkiintoisia vaihtoehtoja tässä suhteessa ovat esimerkiksi erilaiset regeneratiiviset kytkennät toimilaitteikäyttöissä sekä hybridijärjestelmät.

6.3.1 Electrohydraulic Flow Matching (EFM)

Electrohydraulic Flow Matching (EFM) tarkoittaa vapaasti suomennettuna sähköhydraulista tilavuusvirran sovitusta. EFM:stä puhuttaessa tarkoitetaan uuden sukupolven kuormantuntevaa ohjausmenetelmää, jonka avulla pyritään saavuttamaan järjestelmän hyvä dynaaminen käyttäytyminen ja matala energiankulutus. EFM-järjestelmässä käytetään sähköisesti ohjattua säätötilavuuspumppua. Järjestelmän tavoitteena on siirtää käyttäjän antamat käskyt suoraan, teoriassa ilman viivettä mobilekoneen työliikkeiksi. Tilavuusvirran määrä on teoriassa täsmälleen sama kuin järjestelmän toimilaitteiden tarvitsema tilavuusvirta.

Järjestelmän toimintaperiaatteena on sähköinen pumpun ohjaus, jonka avulla ohjataan tai aktivoidaan ohjausventtiiliä ja pumppua samanaikaisesti aina, kun järjestelmän toimintapiste muuttuu (Djurovic et al. 2007). Tämän ansiosta järjestelmä reagoi teorias-
sa ilman viivettä koneen käyttäjän antamiin käskyihin. Todellisuudessa hyvin pieni viive kuitenkin esiintyy, mutta järjestelmän vasteaika ja ohjattavuus saadaan paremmiksi koneen työliikkeissä. Perinteiseen LS-järjestelmään verrattuna EFM-järjestelmässä saadaan poistettua aika, joka kuluu työkoneen ohjaussauvan kääntämisestä LS-signaalin perillemenoon pumpulle (Latour 2006). Avoimen piirin EFM-järjestelmän staattinen tarkkuus riippuu lähinnä pumpun säätimen lineaarisuudesta ja pumpun volumetrisesta hyötysuhteesta. Nämä asiat riippuvat kyseisestä toimintapisteestä ja niitä voidaan sähköisesti kompensoida esimerkiksi käyttämällä erilaisia antureita. (Djurovic et al. 2007.) Seuraavan sivun kuvassa 6.2 on esitetty kaaviokuva EFM-järjestelmän rakenteesta. Kuvasta 6.2 nähdään sähköhydraulisesti ohjattu pumppu, jonka tavoitteena on tuottaa tilavuusvirtaa samalla hetkellä, kun venttiili aukeaa. (Latour 2006.)



Kuva 6.2. Kaaviokuva EFM-järjestelmän rakenteesta (Latour 2006).

EFM-järjestelmää käyttäen saadaan pienennettyä kuormanpaineen ylittävää Δp -painetta, joka LS-järjestelmässä on monissa tapauksissa liian suuri, aiheuttaen ylimääräisiä häviöitä. LS-järjestelmässä Δp -paine on valittu kiinteäksi siten, että öljy pystytään siirtämään pumpulta venttiilille kaikista matkalla olevista virtausvastuksista huolimatta, huonoimmissa mahdollisissa olosuhteissa. EFM-järjestelmässä Δp -painetta saadaan pienennettyä, sillä painehäviö pumpun ja venttiilin välillä saadaan riippumattomaksi järjestelmän toimintapisteestä. Tämä asia parantaa järjestelmän energiatehokkuutta verrattuna perinteiseen LS-järjestelmään. (Latour 2006.)

EFM:ää on jo toistaiseksi testattu muutamissa sovelluksissa, kuten traktorissa ja kaivinkoneessa. Testituloksien mukaan energiansäästö riippuu kuitenkin melko voimakkaasti järjestelmän toimintapisteestä. Testitraktorin tapauksessa energiaa säästyi noin viisi prosenttia tunnin työjakson aikana, verrattuna perinteiseen LS-järjestelmään. Järjestelmällä ei saavutettu pelkästään parempaa energiatehokkuutta, vaan samalla myös järjestelmän parempi dynamiikka ja nopeampi vasteaika. Yleisesti on kuitenkin voitu todeta, että mitä pienempi keskimääräinen hydraulinen teho vaaditaan, niin sitä suurempi on suhteellinen energiansäästö EFM-järjestelmää käytettäessä. (Latour 2006.)

Jos EFM-järjestelmää ajatellaan tämän työn tarkasteluihin valitun kaivoslastaajan näkökulmasta, niin saavutettavien säästöjen voitaisiin olettaa olevan samalla tasolla kuin traktorin tapauksessa. Kaivoslastaajan tapauksessa korostuvat niin ikään ajo- ja työliikkeiden osuus tyypillisen työsyklin aikana. Pelkän energiansäästön lisäksi järjestelmässä kiinnostaa erityisesti dynaamisten ominaisuuksien paraneminen, sillä tämä vaikuttaa suoraan koneen kuljettajan kokemaan ajotuntumaan. Ajotuntuma ja koneen joustava toiminta ovat usein asioita, jotka merkitsevät asiakkaalle enemmän kuin koneen hieman parempi energiatehokkuus. Järjestelmän käytöstä Sandvikin valmistamassa lastauskoneessa voidaan toisaalta löytää myös huonoja puolia. Ensimmäisenä esiin tule-

va ongelma olisi järjestelmän ohjaus, sillä se vaatisi käytännössä koneeseen integroidun Bosch Rexrothin elektronisen ohjaimen ja sitä kautta toimivan ohjausohjelmiston. Tämä muuttaisi ohjausjärjestelmän nykyistä rakennetta merkittävästi, eikä tämän tyyppistä muutosta voida tehdä kovinkaan lyhyellä aikataululla tuotantokoneisiin. Järjestelmän toimintaperiaate ja sen kautta saavutettavat edut ovat kuitenkin mielenkiintoisia, joten sen soveltamista voidaan harkita tulevaisuuden kaivoslastaajassa.

6.3.2 Toimilaitteiden pumppuohjaus

Venttiiliohjaus aiheuttaa suuria kuristussäädöstä johtuvia tehohäviöitä mobilesovelluksissa. Tämän takia on ollut aiheellista tutkia suoran pumppuohjauksen tarjoamia mahdollisuuksia toimilaitteiden ohjauksessa. Pumppuohjauksen periaatteena on ohjata mobilekoneen jokaista toimilaitetta pumpulla, jolloin erillisiä venttiilejä ei tarvita pumpun ja toimilaitteen välissä. Pumppuohjauksen avulla päästäisiin siten eroon suurimmista häviötehon aiheuttajista tyypillisissä monitoimilaitteisissa mobilekoneissa, kuten kaivinkoneissa ja kaivosteollisuuden lastaajissa.

Pumppuohjaus vaatii jokaiselle ohjattavalle toimilaitteelle oman hydraulipumppunsa. Tämän teknologian avulla hydraulipumppu voi tarjota jokaiselle toimilaitteelle erikseen optimaalisen määrän hydraulista tehoa (Canter 2008). Kun toimilaite tarvitsee lisää painetta, niin se välittää signaalin pumpulle hydraulista linjaa pitkin, jolloin pumppu lisää tehontuoton toimilaitteelle riittäväksi. Pumppuohjattujen toimilaitteiden mahdollistamaa hyötysuhteen parantamista on viime aikoina tutkittu paljon. Kyseisen tekniikan avulla on voitu todeta jopa merkittäviä parannuksia mobilekoneiden hyötysuhteessa, verrattuna perinteisiin LS-säätöisiin järjestelmiin.

Erityisesti Center for Compact and Efficient Fluid Power (CCEFP) on tehnyt laajamittaista tutkimustyötä pumppuohjauksen kehittämiseksi kaivinkoneeseen. CCEFP on tehnyt tutkimustyötä usean vuoden ajan, saavuttaen monia energiansäästön kannalta merkittäviä tuloksia. Heidän kehittämänsä testiohjelman avulla on tehty simulointimalli sekä suunnittelua syrjäytystilavuusohjatun hydraulijärjestelmän kehittämiseksi kaivinkonesovellukseen. Simulointitulosten perusteella tällä järjestelmällä voitiin odottaa jopa 50 prosentin energia- ja polttoainesäästöjä. Järjestelmän simuloinnin jälkeen suunniteltu hydraulijärjestelmä toteutettiin testilaitteistossa neljällä sähköhydraulisesti ohjatulla säätötilavuuspumpulla. Syrjäytystilavuusohjatun järjestelmän asennuksen jälkeen kaivinkoneen käyttäytymisessä ja ohjattavuudessa ei todettu suuria eroja verrattuna normaalisti LS-säädöllä toteutettuun kaivinkoneeseen. Myös todelliset mittaustulokset uuden ja vanhan järjestelmän välillä tukivat simulointituloksista saatua 50 prosentin energiansäästöä. Tämä energiansäästö määritettiin testikoneella, joka oli Bobcatin pienen kokoluokan 435-tyyppinen kaivinkone. Samantyyppiset testit on kuitenkin tehty myös Caterpillarin suuren kokoluokan kaivinkoneelle. Tällä testikoneella todettiin 32 prosentin väheneminen polttoaineenkulutuksessa verrattuna samanlaiseen kaivinkoneeseen, joka käyttää nykyistä teknologiaa. Tällöin voidaan jo puhua hyvin merkittävästä säästöstä koneen koko elinkaaren aikana. (Center for Compact and Efficient Fluid Power.)

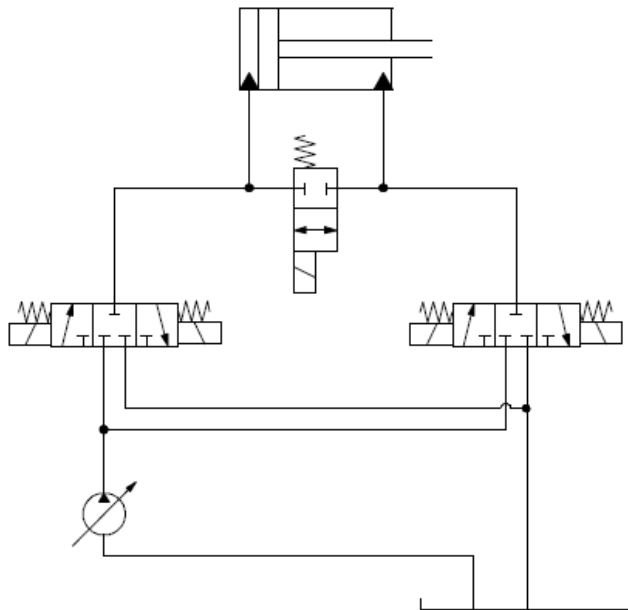
Energiansäästöä huolimatta pumppuohjauksen haittapuoliksi voidaan laskea usean pumpun vaatima suuri tilantarve, joka erityisesti mobilekoneissa voi tuottaa ongelmia. Lisäksi usean pumpun käyttäminen yhden sijaan lisää hankintakustannuksia. Pumppujen hankintahinta tosin kuolettaa itsensä hyvin nopeasti, jos järjestelmällä päästään edellä mainitun suuruisiin polttoainesäästöihin.

Työhydrauliikan liikkeiden ohjaus suoraan pumpuilla on mielenkiintoinen vaihtoehto toteutettavaksi Sandvikin valmistamassa kaivoslastaajassa tulevaisuudessa. Tämä aiheuttaisi kuitenkin suuria muutoksia koneen rakenteeseen, ja etenkin järjestelmän ohjauksen toteutus aiheuttaisi suuren työn. Käytännössä järjestelmän toteutus ja testaus vaatisi prototyyppikoneen valmistamista tähän tarkoitukseen. Tätäkin mahdollisuutta on kuitenkin tarkoitus pohtia Sandvikin energiatehokkuuden kehittämiseen keskittyvässä projektissa, jonka seuraava vaihe on kaivoslastaajien puomi- ja kauhahydrauliikan toiminnan kehittäminen ja analysointi. Valmiiden tutkimustulosten perusteella voidaan olettaa, että toimilaitteiden suoralla pumppuohjauksella voidaan parantaa myös kaivoslastaajan työhydrauliikan hyötysuhdetta.

6.3.3 Regeneratiiviset kytkennät sylinterikäytöissä

Yleinen mobilekoneisiin liittyvä regeneratiivisen energian käyttömahdollisuus liittyy kuorman laskuliikkeissä vapautuvan potentiaalienergian hyödyntämiseen. Idea on hyvin yksinkertainen, eli tarkoituksena on kuorman nostamisen aikana kehittyvän potentiaalienergian vapauttaminen käytettäväksi, kun kuorma lasketaan alas. Edellä kuvattu toimintatapa sisältyy usein kaivoslastaajan tyypilliseen työsykliin, joten ideaa voidaan hyvin kehittää, kun pyritään parantamaan kaivoslastaajan hyötysuhdetta.

Regeneratiivinen kytkentä voidaan toteuttaa perinteisen kaksitoimisen sylinterin yhteydessä usealla toisistaan hieman poikkeavalla rakenteella. Regeneratiivisen kytkennän tapauksessa ohjataan virtausta sylinterin toisesta kammiosta toiseen, eli sylinterin molempien kammioden välille saadaan yhteys tarvittaessa. Seuraavan sivun kuvassa 6.3 on esitetty eräs kytkentä, jolla sylinteriltä palaavaa virtausta voidaan ohjata toisen kammin puolelle, sen sijaan, että virtaus ohjattaisiin suoraan tankkiin.



Kuva 6.3. Regeneratiivisen kytkennän esimerkkitapaus sylinterikäytössä.

Syvällisempi tietämys Sandvikin kaivoslastaajien työsykleistä ja sen aikana tehdyistä työliikkeistä osoittaa kuitenkin sen, että energian takaisinsaannin mahdollisuus työliikkeiden aikana on vähintäänkin haastavaa. Tätä asiaa voidaan perustella sillä, että puomin nostoliikkeet kauhan täytön aikana ovat yleensä suhteellisen pieniä. Kauhaa täytettäessä kasalla on se jo valmiiksi melko matalassa asennossa, ja lisäksi täytön aikana tehtävät liikkeet ovat pieniä. Puomia nostamalla lähinnä avitetaan konetta niin, että saadaan lisää vetoa etupyörille eli koneen painopistettä siirrettyä lähemmäksi etupyöriä, jolloin kauha saadaan helpommin uppoamaan kasaan. Kauhan kippaaminenkaan ei normaalisti vaadi erityisen suurta nostoliikettä puomilta, jolloin tässäkin vaiheessa on vaikea ottaa energiaa talteen. Johtopäätöksenä voidaan todeta, että regeneratiivisten kytkentöjen avulla voidaan kaivoslastaajan työliikkeissä saavuttaa suhteellisen vähän energiansäästöjä. Järjestelmälle vaaditut muutokset, sekä niistä aiheutuvat kustannukset ovat kuitenkin kohtalaisen pienet, joten edellä kuvatut kytkennät ovat varteenotettava vaihtoehto tulevaisuuden kaivoslastaajaa ajatellen.

Kuorman laskussa vapautuvan potentiaalienergian hyödyntämiseksi on olemassa myös muita vaihtoehtoja kuin sylinteriltä palaavan virtauksen ohjaus toiseen kammioon. Toinen mahdollisuus on käyttää erillistä hydraulimoottorin, hydraulipumpun ja sähkögeneraattorin yhdistelmää. Paluuvirtausta sylinteriltä voidaan tällöin käyttää sähköenergian muodostamiseen, joka voidaan tallettaa akkuun myöhempää käyttöä varten. Energian muunnos toiseen muotoon aiheuttaa lisähäviöitä, mutta osa muuten hukkaan menevästä energiasta saadaan tälläkin tavoin hyödynnettyä. Sylinteriltä palaava virtaus voidaan tarvittaessa ajaa hydraulimoottorille, joka käyttää hydraulipumppua. Hydraulipumppu puolestaan käyttää generaattoria, jonka tuottama sähköenergia talletetaan akkuun.

6.4 Ajotoimintojen energiatehokkuuden kehitysketjet

Kaivoslastaajan ajotoimintoihin liittyviä energiatehokkaita järjestelmäratkaisuja tuli esille erityisesti Bosch Rexrothin kanssa pidetyn workshopin yhteydessä. Perinteinen vaihtoehto momentinmuuntimella toteutetulle hydrodynaamiselle ajovoimansiirrolle on ollut luvussa 4.1.2 esitelty hydrostaattinen ajovoimansiirto. Sandvikilla ei ole toistaiseksi ollut tuotevalikoimassaan ainuttakaan hydrostaattisella ajovoimansiirrolla toteutettua kaivoslastaajaa tai kuljetuskonetta. Yrityksessä on kuitenkin tällä hetkellä käynnissä projekti, jonka tavoite on toteuttaa pienimmän kokoluokan kaivoslastaaja hydrostaattisella ajovoimansiirrolla. Projekti on tällä hetkellä suunnitteluvaiheessa, joten vielä ei voida sanoa mitään ratkaisun toimivuudesta, eikä myöskään vaikutuksesta koneen hyötysuhteeseen. Pienimmän kaivoslastaajan dieselmoottorin ulostuloteho on ainoastaan 71,5 kW ja ajovoimansiirto on tarkoitus toteuttaa etu- ja taka-akseleille sijoitettavilla yksittäisillä hydraulimootoreilla.

Hydrostaattinen ajovoimansiirto on ollut jo pitkään tunnettu ratkaisu erilaisissa mobilekoneissa, eikä se yksistään tuo enää merkittävää parannusta koneen hyötysuhteeseen. Nykyään yhä tärkeämpi osa erilaisten ajovoimansiirtojen toteutuksessa on energian talteenotto- ja varastointimahdollisuuksien hyödyntäminen. Hyötysuhdetta voidaan kuitenkin kehittää myös muun muassa vaihteistoihin liittyvien ratkaisujen avulla. Hyvä esimerkki tästä on perinteisen CVT-vaihteiston pohjalta kehitetty power-split -vaihteisto, jonka tavoitteena on yhdistää hydrostaattisen ja mekaanisen ajovoimansiirron edut hyötysuhteen kannalta optimaalisella tavalla. Seuraavissa alaluvuissa on esitelty tarkemmin näitä keinoja, sekä pohdittu niiden soveltamismahdollisuuksia kaivoslastaajan näkökulmasta.

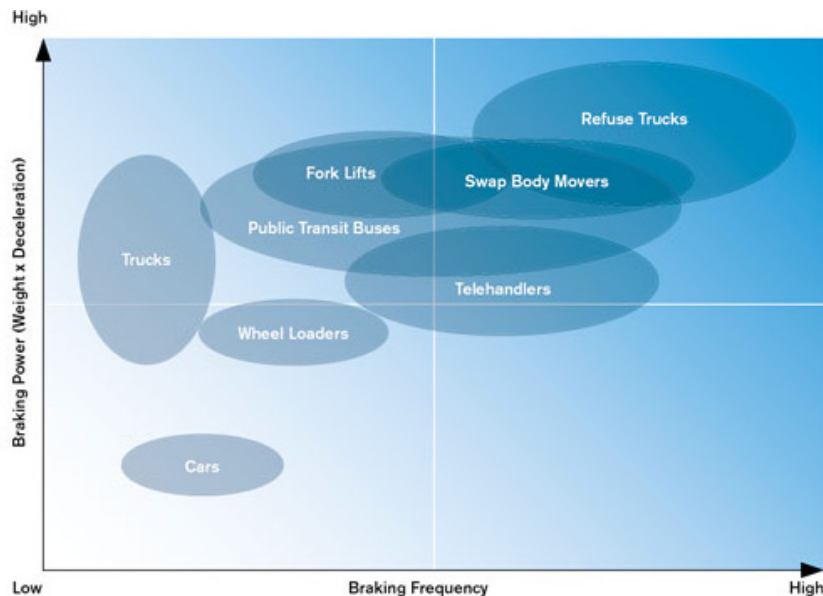
6.4.1 Hydraulinen hybridikäyttö

Hybridillä tarkoitetaan ajoneuvoa, joka käyttää kahden tyyppistä energiaa saavuttaakseen optimaalisen käyttövoiman. Mobilekoneissa käytettävät hybridit voidaan rakenteensa perusteella jakaa sähköisiin ja hydraulisiin hybrideihin. Hybridikäytön avulla voidaan säästää energiaa ja samalla vähentää pakokaasupäästöjä jopa merkittävän paljon. Sähköisen hybridin toimintaperiaatteena on se, että moottorin ylimääräinen energia varastoidaan pidemmän aikajakson kuluessa sähköiseen akkuun, josta se saadaan tarvittaessa käyttöön. Sähköistä hybridiä on perinteisesti sovellettu muun muassa henkilöautoissa, koska sähköisellä akulla saavutettava energiatiheys on suuri, mutta tehoteho sen sijaan huomattavasti pienempi. Sähköinen akku ei ole erityisen soveltuva vaihtoehto jarrutusenergian varastointiin. Lisäksi usein toistuva purku- ja lataussykli kuluttaa huomattavasti akun elinikää. (Ehret & Nagel 2006.)

Tässä työssä keskitytään hydraulikäyttöihin, joten hydraulista hybridiä tarkastellaan hieman yksityiskohtaisemmin. Hydraulisen hybridin ideana on se, että mobilekoneen jarrutustapahtuman aikana kineettinen energia siirretään hydrauliseen paineakkuun talteen, josta se saadaan välittömästi käyttöön, kun konetta lähdetään taas kiihdyttämään. Energiavarastona käytetään tyyppillisesti hydraulista rakkopaineakkuja. Hydraulisen hyb-

ridin avulla saavutetaan suuri tehotehitys, joka on hydraulisten käyttöjen perusominaisuus. Teoriassa kaikki jarrutustapahtumassa vapautuva energia saadaan otettua talteen. Suuri määrä energiaa saadaan talteen hyvin nopeasti, joten myös energian vapauttaminen käyttöön onnistuu hyvin nopeasti. Hydraulinen hybridikäyttö soveltuu parhaiten mobilekoneisiin, joissa on jo valmiiksi hydrostaattinen voimansiirto (Bosch Rexroth AG. Hydrostatic Regenerative Braking System HRB - Hydraulic Hybrid.) Tämä rajoittaa osaltaan käyttömahdollisuuksia raskaamman kokoluokan mobilekoneissa, kuten kaivoslastaajissa ja kaivinkoneissa.

Ideaalisin käyttökohde hydrauliselle hybridille on luonnollisesti ajoneuvo, joka suorittaa tiheään tahtiin lyhyitä liikkeellelähtö ja pysähdysyyskejä. Parhaita esimerkkejä tämäntyyppisistä ajoneuvoista ovat tyypillinen kaupunkibussi tai roska-auto. (Ehret & Nagel 2006.) Kuvassa 6.4 on esitetty hydraulisen hybridikäytön soveltuvuus erilaisiin mobilekoneisiin kuvaajan muodossa. Kuvaajasta nähdään, että hydraulisen hybridikäytön kannalta optimaalisen mobilekoneen jarrutukseen käyttämä teho on mahdollisimman suuri, kuten myös toistuvien jarrutustapahtumien taajuus.



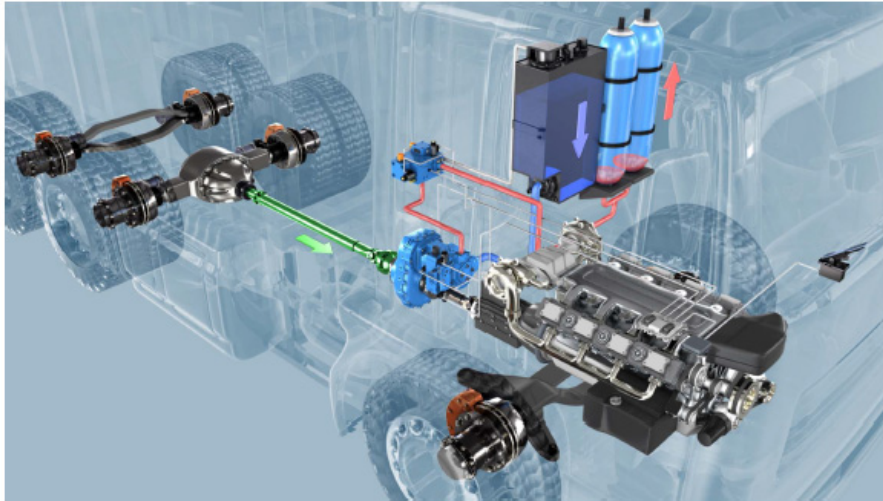
Kuva 6.4. HRB:n soveltuvuus eri mobilekonetyyppeihin (Bosch Rexroth AG. Hydrostatic Regenerative Braking System HRB - Hydraulic Hybrid).

Bosch Rexroth on kehittänyt oman sovelluksensa hydrauliseksi hybridiksi, joka tunnetaan nimellä Hydrostatic Regenerative Braking System (HRB). HRB toteuttaa hydraulisen hybridin perusidean eli kineettisen energian talteenoton jarrutustapahtuman aikana, joka muuten menetettäisiin mekaanisen jarrutuksen yhteydessä. (Bosch Rexroth AG. Hydrostatic Regenerative Braking System HRB - Hydraulic Hybrid.) Varastoitu energia voidaan käyttää myöhemmin esimerkiksi ajoneuvon kiihdyttämiseen, jolloin ensisijainen tehonlähde, joka mobilekoneissa lähes aina on dieselmoottori, voidaan mahdollisesti mitoittaa normaalia pienemmäksi.

Idealisesti HRB:n käyttöön soveltuvalla mobilekoneella voidaan testien perusteella saavuttaa jopa yli 30 prosentin polttoaineensäästö (Ehret & Nagel 2006). Tällöin myös pakokaasupäästöt vähenevät hyvin merkittävällä tavalla, joka on erittäin tärkeä asia tu-

levaisuuden työkoneissa. Edellä mainitun suuruinen säästö ei kuitenkaan kaivoslastaajan tyypillistä työsykliä tarkastelemalla toteudu edes teoriassa. On kuitenkin selvää, että säästöjä on saavutettavissa näissäkin sovelluksissa.

Bosch Rexrothin HRB-järjestelmässä aksiaalimäntäyksikkö on kytketty mobilekoneen ajovoimansiirtoon vaihdelaatikon välityksellä. Jarrutustapahtumassa yksikkö muuntaa kineettisen energian hydrauliseksi ja pumppaa hydraulinesteen paineakkuun talteen, jolloin paineakun paine kasvaa. Kuva 6.5 havainnollistaa tilannetta, jossa mobilekonetta jarrutetaan ja hydrauliyksikkö pumppaa öljyä paineakkuihin.



Kuva 6.5. Paineakkujen latautuminen jarrutuksen aikana (Bosch Rexroth AG. Hydrostatic Regenerative Braking System HRB - Hydraulic Hybrid).

Kun varastoitu energia halutaan palauttaa järjestelmään, paineistettu hydraulineeste alkaa käyttää hydrauliyksikköä, joka toimii nyt moottorina. Hydraulinen energia muunnetaan tällöin takaisin kineettiseksi energiaksi. Hydrauliyksikkö pysyy kytkettynä mekaaniseen voimansiirtoon, kunnes paineakku on purettu. Normaalin pidempijaksoisen ajon aikana HRB-järjestelmä on kytketty irti voimansiirrosta. HRB-järjestelmään tarvitaan Rexrothin valmistama A4VSO aksiaalimäntäyksikkö, joka sisältää pumppu- ja moottoritoiminnon, sekä lisäksi vaihdelaatikko. Näiden lisäksi järjestelmään tarvitaan ainakin yksi hydraulinen paineakku, paineenrajoitusventtiili, venttiilin ohjauslohko HIC ja BODAS RC-ohjain. Kyseiset Rexrothin komponentit on esitetty kuvassa 6.6. (Bosch Rexroth AG. Hydrostatic Regenerative Braking System HRB - Hydraulic Hybrid.)



Kuva 6.6. Bosch Rexrothin komponentit HRB-järjestelmän toteuttamiseksi (Bosch Rexroth AG. Hydrostatic Regenerative Braking System HRB - Hydraulic Hybrid).

Hydraulisen hybridin soveltamismahdollisuuksia ajatellessa pitää ottaa huomioon se, ettei Sandvikin kaivoslastaajissa käytetä hydrostaattista ajovoimansiirtoa. Tämä ei kuitenkaan estä käyttämästä hybridijärjestelmää kaivoslastaajassa. Bosch Rexroth tarjoaa järjestelmälleen lisäosan, jonka avulla hybridikäyttöä voidaan soveltaa myös mobile-koneissa, joissa ei käytetä hydrostaattista ajovoimansiirtoa. Pohdittaessa hybridikäytön mahdollistamaa energiansäästöä kaivoslastaajassa, voidaan todeta, että lastauskoneen tyypillinen työsykli rajoittaa järjestelmästä saatavaa hyötyä merkittävästi. Tämä voidaan todeta myös kuvassa 6.4 esitetyn kuvaajan perusteella. On kuitenkin selvää, että tietyn suuruusluokan energiansäästöjä hybridijärjestelmällä voidaan saavuttaa. Järjestelmän soveltaminen tekee koneen tekniikasta monimutkaisemman, ja uudet komponentit aiheuttavat lisäkustannuksia. Ilman järjestelmän testausta on vaikea arvioida, minkä suuruusluokan säästöjä kaivoslastaajasovelluksessa on todellisuudessa mahdollista saavuttaa. Järjestelmän testaus prototyyppikoneessa antaisi realistisia tuloksia sen toimivuudesta ja mahdollisista säästöistä. Testauksessa voidaan tällöin ottaa huomioon myös erilaisten työsykliä vaikutus energiansäästöön. Hybridijärjestelmän hyödyntäminen voisi olla ainakin mahdollinen lisäkeino, kun tulevaisuudessa suunnitellaan energiatehokasta kaivoslastaajaa.

6.4.2 Power-split CVT -vaihteisto

Power-split Continuously Variable Transmission eli power-split CVT -vaihteisto tarkoittaa vapaasti suomennettuna portaattonta tehon hajautus -voimansiirtoa (Suhonen 2009). Tällä tekniikalla pyritään parantamaan vaihteiston hyötysuhdetta säädettävyyden osalta. Power-split CVT -vaihteisto on kehitetty alun perin portaattoman voimansiirron toteuttamiseen suunnitellusta CVT-vaihteistosta. CVT-tekniikka on ollut jo suhteellisen pitkän ajan tunnettu ja sitä on käytetty muun muassa autoteollisuudessa. Myös power-split on käsitteenä tunnettu jo melko pitkään, mutta sen tehokkaat sovellukset on kehitetty vasta viime aikoina. Alkuperäisen CVT-tekniikan ideana on portaattoman voimansiirron toteuttaminen suoraan voimalinjan jatkeena. Power-split CVT:ssä teho sitä vastoin jaetaan kahteen linjaan käyttävän moottorin jälkeen (Suhonen 2009).

Power-split CVT -vaihteiston pääosat ovat CVT-vaihde ja planeettavaihteisto, jonka avulla siirrettävä teho yhdistetään haarautumisen jälkeen takaisin. Hajautetut teholinjat summataan takaisin yhteen planeettapyörästä välityksellä ja siirretään tämän jälkeen lopulliseen käyttöön (Erkkilä 2009). Planeettavaihteiston rakenne voidaan toteuttaa hyvin monella eri tavalla, riippuen halutusta CVT-vaihteen tyypistä. Tyypillinen esimerkitapaus on tuoda teho planeettavaihteiston keskellä olevalle aurinkopyörälle ja kytkeä CVT-vaihde ulkokehälle. Erilaisten kytkentöjen avulla voidaan vaikuttaa planeettavaihteistosta saatavaan välityssuhteeseen sekä myös vaihteiston ulostuloakselin pyörimissuuntaan.

CVT-vaihteistoja on rakenteeltaan erilaisia. Vaihteiston rakenne vaikuttaa paljon sen asennettavuuteen, esimerkiksi hydrostaattinen CVT mahdollistaa joustavan asennuksen ja jättää komponenttien sijoittelulle hieman pelivaraa. Rakennetyypiltään CVT-vaihteet voidaan jakaa muun muassa hydrostaattisiin, kitkapyörällisiin, hihnavariaatto-

riphojaisiin ja sähköisiin (Suhonen 2009). Variaattorityyppiset vaihteet ovat hyötysuhteeltaan hyviä, mutta käytettävyytensä osalta huonompia, kuin esimerkiksi hydrostaattisesti toteutetut vaihteet. Eri rakennetyyppien välisessä hyötysuhteessa esiintyy luonnollisesti eroja. CVT-vaihteessa syntyvä hukkateho lisää suoraan dieselmoottorilta tarvittavaa tehoa.

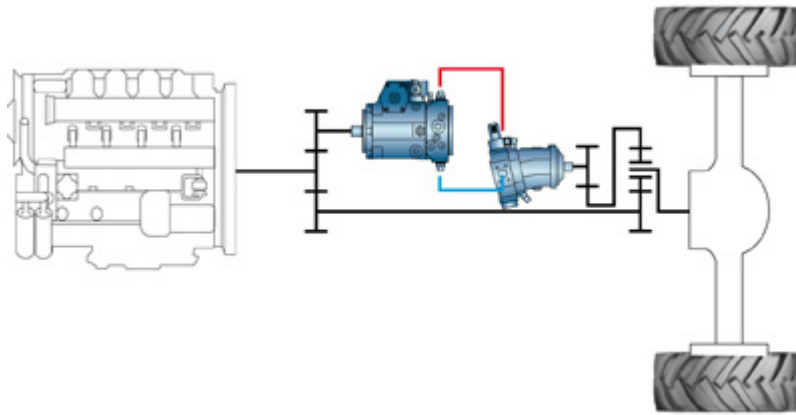
Verrattuna puhtaaseen hydrostaattiseen voimansiirtoon, saavutetaan power-split CVT -vaihteistolla merkittävästi parempi hyötysuhde, koska suuri osa ulostulotehosta siirretään mekaanisesti paremmalla hyötysuhteella. Hydrostaattinen power-split yhdistää siten hydrostaattisen ja mekaanisen voimansiirron hyödyt mahdollisimman tehokkaalla tavalla. Tällöin päästään eroon puhtaasti mekaanisen vaihteen aiheuttamasta huonosta hyötysuhteesta, joka aiheutuu siitä, että koneen ajonopeutta muutetaan dieselmoottorin kierrosnopeutta muuttamalla. Itse mekaaninen vaihteisto toimii hyvällä hyötysuhteella, mutta käyttötapa aiheuttaa suuria häviöitä. Power-split -tekniikalla saavutetaan toisistaan riippumaton dieselmoottorin nopeuden ja ajonopeuden säätö. Hyvä hyötysuhde saavutetaan, sillä pienemmällä kuormituksella voidaan dieselmoottorin pyörimisnopeutta pienentää, jolloin pysytään kulutuksen suhteen optimaalisen hyötysuhteen alueella. (Schmid 2006.)

Power-split -vaihteiston läpäisevät teho-osuudet voidaan jakaa hydrauliseen ja mekaaniseen teho-osuuteen, jolloin näiden osuuksien summaksi tulee yksi. Kokonaishyötysuhde vaihteistolle voidaan laskea hydraulisen hyötysuhteen η_{hydr} ja mekaanisen hyötysuhteen η_{mek} tulona. Jos merkitään hydraulista teho-osuutta h :lla ja mekaanista teho-osuutta m :llä, niin vaihteiston kokonaishyötysuhde $\eta_{vaihteisto}$ saadaan laskettua seuraavalla kaavalla:

$$\eta_{vaihteisto} = h * \eta_{hydr} + m * \eta_{mek} \quad (6.1)$$

Hyötysuhde on parhaimmillaan mekaanisessa toimintapisteessä, jossa hydraulinen teho-osuus on nolla. Tämä johtuu siitä, että mekaanisen voimansiirron hyötysuhde on tunnetusti parempi kuin hydraulisen voimansiirron. Yleisesti voidaan todeta, että power-split -vaihteiston hyötysuhde muodostuu huomattavasti paremmaksi kuin momentinmuuntimeen perustuvan hydrodynaamisen voimansiirron hyötysuhde. Sama pätee myös täysin hydrauliseen voimansiirtoon verrattuna. (Suhonen 2009.)

Bosch Rexrothin kehittämä versio power-split -vaihteistosta tunnetaan nimellä Hydromechanical Variable Transmission (HVT). Vaihteiston perusidea on sama, eli se yhdistää momentinmuuntimella toteutetun mekaanisen voimansiirron ja hydrostaattisen voimansiirron edut. Seuraavan sivun kuvassa 6.7 on esitetty periaatteellinen esitys HVT-vaihteiston rakenteesta.



Kuva 6.7. Periaatekuva HVT:n rakenteesta (Bosch Rexroth AG. Hydromechanical Variable Transmission HVT).

Kuva 6.7 selventää HVT:n toimintaperiaatetta. Kuvasta nähdään käyttömootorin pyörittämän HVT:n sisääntuloakseli, joka jakaantuu yläpuolella olevaan hydrostaattiseen polkuun ja alapuolella olevaan mekaaniseen polkuun. Näitä polkuja pitkin teho voidaan siirtää joko erikseen tai osittain molempia pitkin. Teho-osuudet yhdistetään tämän jälkeen ulostulopuolella summavaihteen välityksellä, jonka jälkeen teho välitetään akselille. Alhaisilla ajonopeuksilla käytetään pelkästään hydrostaattista voimansiirtoa, sillä se on hyötysuhteen kannalta tehokkain ratkaisu. Ajonopeuden kasvaessa yhä suurempi osa tehosta kulkee mekaanisen polun kautta. Täydellä ajonopeudella koko tehosiirto toteutetaan mekaanisesti, jolloin saadaan paras mahdollinen hyötysuhde. Bosch-Rexrothin mukaan noin 20 prosentin säästöt ovat mahdollisia HVT:n avulla, käytettäessä mobilekonetta pelkästään ajamiseen. (Bosch Rexroth AG. Hydromechanical Variable Transmission HVT.)

Power-split CVT -vaihteiston soveltaminen Sandvikin valmistamassa kaivoslastaajassa muuttaisi melko paljon nykyisten lastauskoneiden ajovoimansiirron rakennetta. Ideana kyseinen ratkaisu on vartenotettava vaihtoehto, ja sen avulla voitaisiin varmasti parantaa jossain määrin kaivoslastaajien ajovoimansiirron hyötysuhdetta, verrattuna nykyiseen momentinmuuntimella toteutettuun voimansiirtoon. Kaivoslastaajalla saateen ajaa pitkiäkin matkoja tyypillisen työsyklin aikana, sillä kaivostunnelit saattavat olla usean kilometrin pituisia. Hydrostaattisen ajovoimansiirron toteutus Sandvikin kaivoslastaajassa on tällä hetkellä työn alla, ja tarkoituksena on valmistaa tämän tyyppinen lastaaja lähitulevaisuudessa. Tämän jälkeen power-split -vaihteiston soveltamismahdollisuutta voidaan alkaa pohtia tarkemmin. Ratkaisun toiminnallisuus on mielenkiintoinen, eikä sitäkään voida sivuuttaa tulevaisuuden kaivoslastaajan rakennetta suunniteltaessa.

7 TUOTTOSÄÄTÖISEN PUMPPUOHJAUKSEN TESTAUS

Tässä luvussa raportoidaan Parkerin uuden tuottosäätöisen RDEC-säätimellä varustetun P1-pumpun testaukseen liittyvät vaiheet, sekä testijärjestelmän rakenne ja siinä tarvittavat komponentit. Testijärjestelmä päätettiin rakentaa Sandvikin valmistaman kuljetuskoneen TH550 dieselmoottorin jäähdytyspuhaltimien piirin mukaiseksi. Uudesta säätötavasta johtuen ohjausjärjestelmälle pitää tehdä uusi ohjelmisto ohjaamaan pumpun toimintaa. Ohjausohjelmisto tehdään CoDeSys-ohjelmoinnilla vanhan ohjelmiston pohjalta.

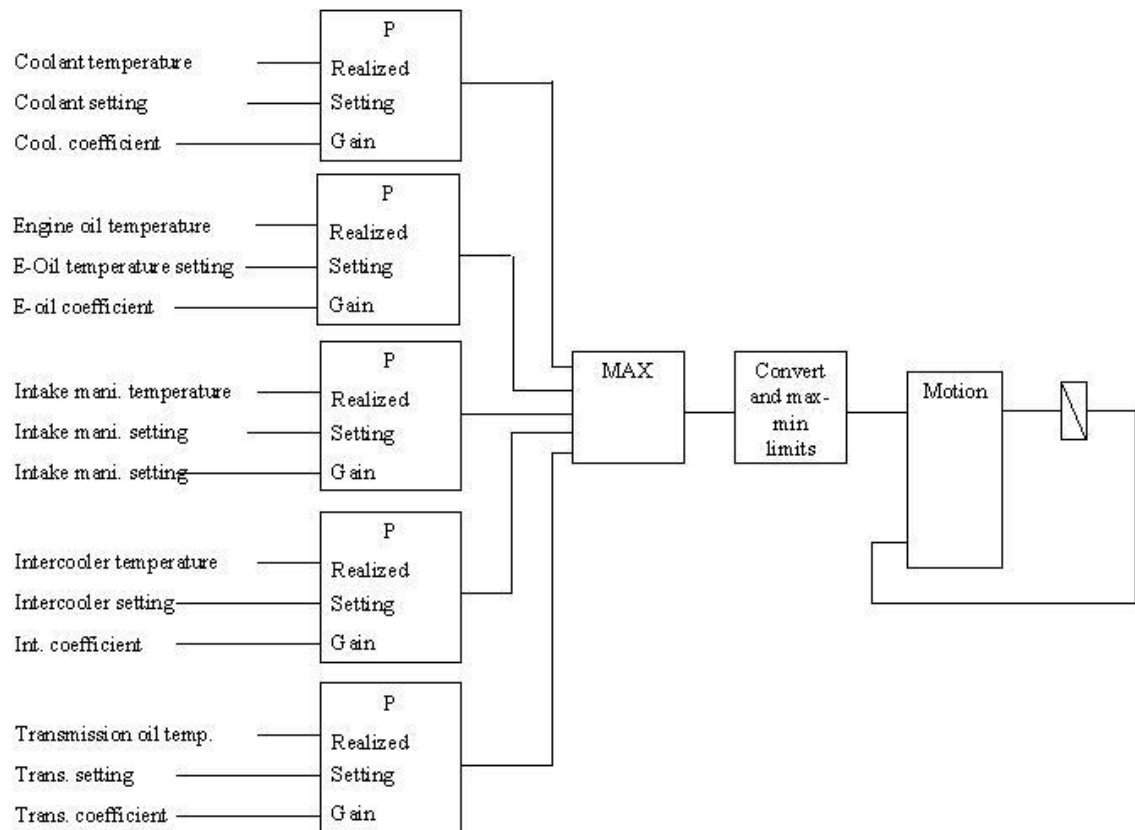
Seuraava vaihe on testijärjestelmän sekä siinä tarvittavien komponenttien suunnittelu ja valinta testipenkkikäyttöön sopiviksi. Pumpun testaus päätettiin suorittaa testikoneikon avulla, sillä todellista konetta ei lopulta ollut testeihin saatavilla. Testausolosuhteista haluttiin kuitenkin tehdä mahdollisimman realistiset, jotta tuloksista saataisiin riittävän todenmukaisia myös todellista konetta ajatellen. Viimeisenä vaiheena testijärjestelmän rakentamisessa on mittalaitteiston ja anturoinnin virittäminen järjestelmään.

7.1 Nykyisen jäähdytinpiirin toiminta

Sandvikin valmistamassa kuljetuskoneessa TH550 moottorin jäähdytyspuhaltimien pumppu on sähköisesti säädetty $60 \text{ cm}^3/\text{n}$ säätötilavuuspumppu. Nykyinen järjestelmä toimii sähköhydraulisesti ohjattuna painesäätöisenä järjestelmänä. Pumppu kuuluu Parkerin valmistamaan P1-sarjaan ja se toimii kaksoispumppuna koneen jarrupumpun kanssa samalla akselilla.

Puhallusteho ohjataan pumpun säätimen solenoidille menevän virta-arvon perusteella. Pumpun ohjaus toimii siten, että pienimmällä asetetulla virta-arvolla pumppu tuottaa maksimipaineen ja suurin asetettu virta-arvo tuottaa minimipaineen. Mitä suurempi paine pumpulla tuotetaan, sitä suuremmaksi kasvaa puhallinmoottorin pyörimisnopeus. Käytetty puhallusteho luonnollisesti kasvaa puhaltimien pyörimisnopeuden kasvaessa, sillä tilavuusvirtaa tarvitaan enemmän.

Pumpun ohjausohjelmiston toimintaan vaikuttaa viisi eri lämpötilatekijää. Ohjausjärjestelmälle tulee inputeina jäähdytysnesteen lämpötila, moottorin öljyn lämpötila, imuilman lämpötila, välijäähdyttimen lämpötila, sekä voimansiirron öljyn lämpötila. Ohjausjärjestelmä valitsee näiden perusteella suurimman arvon ja tarvittava jäähdytysteho määräytyy sen mukaisesti. Tämä nähdään seuraavan sivun kuvassa 7.1 esitetyistä lohkokaaviosta, joka kuvaa moottorin jäähdytyksen toiminnan ohjausta.



Kuva 7.1. Lohkokaavioesitys moottorin jäähdytyksen toiminnan ohjauksesta.

Pumpun säätimelle saadaan ulostulona PWM-muotoinen signaali, joka on rajoitettu välille 0 – 1 ampeeria. Jos koneen dieselmoottori ei ole käynnissä, pumppua ohjataan maksimivirralla, jolloin käytetty jäähdytysteho on pienimmillään. Virtamittauksen yhteydessä ohjausjärjestelmässä käytetään takaisinkytkentää, joka tarkkailee säätimen kelle menevän virran arvoa. Takaisinkytkentä toimii Epecin moduuleissa PWM-ulostuloille yhden ampeerin virta-arvoon asti.

7.2 Uusi jäähdytyspuhallinpumppu

Testattava pumppu on Parkerin P1-sarjan kierrostilavuudeltaan 60 cm³:n pumppu, joka on varustettu uudella tilavuusvirtasäätöisellä RDEC-säätimellä. Toisin sanoen pumpun runkoon on integroitu asema-anturi vinolevyn kulman mittaamiseksi. Vinolevyn kulmalle eli pumpun tuotolle saadaan näin ollen jännitteeseen verrannollinen säätö. Halutulle vinolevyn kulman asetukselle käytetään takaisinkytkentä- eli säätösilmukkaa. PID-säädin pyrkii pitämään halutun pumpun tuoton vinolevyn kulma-anturin ulostulosignaalin perusteella lasketun tilavuusvirta-arvon mukaisena. Lisäksi jäähdytyspuhalltimeen on tarkoitus integroida pyörimisnopeutta mittaava pulssianturi, jolloin myös puhaltimien pyörimisnopeudesta saadaan jatkuva tieto ohjausjärjestelmälle. Puhallinkäytöissä pyörimisnopeustieto on kuitenkin oleellinen asia riittävän jäähdytyksen varmistamiseksi. Tiettyä puhaltimen pyörimisnopeutta vastaa aina tietty tilavuusvirran arvo, joten säätö tehdään myös käyttäen takaisinkytkentätietona puhaltimien pyörimisnopeutta.

Kuvassa 7.2 on esitetty valokuva kyseisestä pumpusta. Kuvan 7.2 vasemmassa reunassa näkyy RDEC-säädin, sekä sen kelalle menevät virransyötön johdot. Kuvan oikeassa reunassa puolestaan näkyy vinolevyn kulmaa mittaavan asema-anturin liitäntä sähköjohtoineen. Punaisella tulpalla tukittu aukko on pumpun kotelon vuotolinjan liitäntäpiste. Pumppu tilattiin throughdrive-optiolla eli akselin läpiviennillä, sillä todellisessa koneessa vastaava pumppu toimii kaksoispumppuna jarrupumpun kanssa samalla akselilla. Testijärjestelmässä toista pumppua on kuitenkin turha käyttää, joten pumpun toinen pää tukittiin siihen sopivalla metallilevyllä mahdollisen vuodon estämiseksi tätä kautta. Samalla haluttiin piilottaa näkyvistä läpivientiakselin tyhjänä pyörivä pää.



Kuva 7.2. Parkerin PI-060 pumppu RDEC-säätimellä.

Pumpun kierrostilavuutta ohjataan vinolevyn kulman asennon perusteella, joka voidaan ilmoittaa suhteellisesti välillä 0 – 100 prosenttia. Tätä kierrostilavuuden suhteellista vaihteluväliä vastaa analoginen jännitesignaali välillä 0 – 5 voltia, joka saadaan ulostulona vinolevyn asemaa mittaavalta anturilta. Vinolevyn kulman ilmaisema jännitealue riippuu pumpun pyörimissuunnasta, sillä asema-anturi asennetaan pyörimissuunnan määräämällä tavalla pumpun runkoon. Asema-anturilta saatavan takaisinkytkentäsignaalin ollessa 2,5 voltia pumpun suhteellinen kierrostilavuus asettuu pienimmilleen eli nolnaan prosenttiin. Jännitesignaalin ollessa 4,1 voltia pumpun suhteellinen kierrostilavuus asettuu maksimiarvoonsa eli sataan prosenttiin, jolloin vinolevyn kulma on suurin mahdollinen, kuten myös pumpun tuotto tietyllä pyörimisnopeudella. Jännitealue 2,5 – 4,1 voltia pätee vastapäivään pyörivälle pumpulle.

Pumppu ja uusi RDEC-säädin on kehitetty nimenomaan puhallinkäyttöjä varten. Järjestelmän käyttäytymisen pitäisi olla huomattavasti stabiilimpaa kuin perinteisellä painesäädetyllä järjestelmällä. Tämä johtuu siitä, että järjestelmän stabiiliuteen vaikuttava-

na osana on ainoastaan pumpun vinolevyn kulman asema. Painesäätöisessä järjestelmässä stabiiliuteen vaikuttaa pumpun lähtöpaineen ohella myös itse puhallin, järjestelmän putket ja letkut, sekä venttiilien dynaamiset ominaisuudet. (Parker Hannifin Corporation 2011.) Oleellisena osana puhallinkäytöissä on myös pumpun dynaamisten ominaisuuksien muutosten riittävä hitaus, sillä puhaltimilta halutun pyörimisnopeuden muutos lämpötilan funktiona on usein myös hidasta. Dynamiikan on turha olla liian nopea, sillä jäähdytyslämpötila kuitenkin muuttuu vain asteen kerrallaan tiettyyn suuntaan.

Energiatehokkuuden näkökulmasta säästömahdollisuudet uudella säätötavalla perustuvat energian keskiarvoistamisen periaatteeseen. Kuten jo aiemmin työssä on todettu, hyötysuhteen paraneminen perustuu siihen, että tietyllä hetkellä säästettyä tehoa voidaan käyttää muualla järjestelmässä. Käyttämällä riittävästi kyseisen tyyppisiä ratkaisuja mobilekoneen hydraulijärjestelmissä saadaan koneen tehonkäyttö pysymään suunnilleen keskimääräisen tarpeen mukaisena. Tällöin koneen päätehonlähde eli dieselmoottori voidaan mitoittaa keskimääräisen tehontarpeen mukaisesti.

Jäähdytystarve määräytyy suurimman jäähdytyslämpötilan perusteella. Käytetty hydraulinen teho saadaan siten sovitettua kyseisellä hetkellä tarvittavan jäähdytystehon suuruiseksi. Tällöin vältetään tehokkaasti liian vähäisen jäähdytyksen mahdollisuus, mutta toisaalta myös liian suuren jäähdytystehon käyttö. Jäähdyttimet voidaan jopa pysäyttää lyhytaikaisesti, jolloin säästettyä tehoa voidaan pitää merkittävänä. Tällöin jäähdytykseen normaalisti menevää tilavuusvirtaa voidaan käyttää muualla, esimerkiksi tasaamassa koneen piikkitehontarpeita.

Uudentyyppisen puhallinkäytön kehittäminen on myös siinä mielessä hyödyllinen ratkaisu, että sitä pystytään käytännössä heti soveltamaan useimpiin Sandvikin valmistamiin lastaus- ja kuljetuskonetyyppeihin. Kehitystyö on sopiva tätä diplomityötä ajatellen, sillä pumppukäytön testausmahdollisuus pystytään järjestämään riittävän nopealla aikataululla. Puhallinkäyttöä ja sen ohjaustapaa on tarkoitus kokeilla testipenkissä, jotta sen toimivuudesta ja hyödyllisyydestä saataisiin riittävästi mittaustietoa. Uuden pumppukäytön on tarkoitus aluksi korvata kuljetuskoneessa TH550 nykyisin käytetty moottorin jäähdytyspuhaltimien pumppu.

7.3 Pumpun ohjausohjelmisto ja testijärjestelyt

Pumpun ohjausohjelmisto tehdään käyttäen Controller Development System (CoDeSys) -ohjelmistoa. CoDeSys on teollisuusautomaation yleisesti käyttämä lisenssivapaa ohjelmisto, joka täyttää kansainvälisen normin IEC 61131-3 mukaiset ohjelmointiympäristön vaatimukset. CoDeSysiä voidaan käyttää ohjauslaitteiden, kuten ohjelmoitavien logiikoiden ohjelmointiin. CoDeSys-ohjelmoinnissa voidaan käyttää muun muassa Function Block Diagram (FBD)-ohjelmointitapaa, joka tarkoittaa graafista lohkokaavio-ohjelmointia. (3S-Smart Software Solutions GmbH. CoDeSys.) Pumpun ohjausohjelmisto tehdään lohkokaavio-ohjelmointia käyttäen. Sandvik käyttää valmistamissaan kaivoslastaajissa ja kuljetuskoneissa suomalaisen Epec Oy:n ohjausjärjestelmää. Ohjausjärjestelmä koostuu useasta Epecin valmistamasta moduulista.

Uusi pumpun säätötapa aiheuttaa sen, että pumpun ohjausohjelman koodiin joudutaan tekemään jonkin verran muutoksia, verrattuna vanhan jäähdytyspuhallin pumpun ohjaukseen. Ohjelmistoon joudutaan tekemään takaisinkytkentäsilmukka, joka suorittaa säädön joko pumpun vinolevyn kulman tai puhaltimien pyörimisnopeuden perusteella. Puhaltimien pyörimisnopeutta ei nykyisissä tuotantokoneissa mitata, joten puhaltimeen tarvitaan erillinen pulssianturi suorittamaan tämä mittausta. Järjestelmän testausvaiheessa takaisinkytkentätietona halutaan käyttää sekä puhaltimen propellin pyörimisnopeutta, että pumpun vinolevyn kulman asematiedon perusteella laskettua tilavuusvirtaa. Propellin pyörimisnopeustieto on jäähdytyksen toiminnan kannalta oleellinen tieto, joten se halutaan ottaa mukaan säätöön. Tällä tavoin voidaan varmistua puhaltimien toiminnasta jatkuvasti. Diagnostiikka ja koneen toimintavarmuus saadaan kyseisellä ratkaisulla paremmiksi. Toisaalta itse pyörimisnopeusanturin toimintavarmuus on huonompi kuin pumpun runkoon integroidun asema-anturin. Pulssianturi saattaa antaa herkästi esimerkiksi virheellisen pyörimisnopeustiedon ulkoisen häiriölähteen vaikutuksesta. Testausvaiheessa molempia anturisignaaleja voidaan kuitenkin hyvin käyttää, joten ohjelmistoon tehdään erillinen valintamahdollisuus, jolla takaisinkytkentäsilmukassa käytetty tieto voidaan valita. Puhaltimen pyörimisnopeutta mittaavaksi anturiksi valittiin optinen pulssianturi, joka saa pulssin puhaltimen yhteen lapaan kiinnitetystä heijastavasta teipinpalasta. Mittaustieto saadaan ohjausjärjestelmälle suoraan Epecin moduulissa olevan pulssi-inputin välityksellä, joka antaa jatkuvan tiedon pulssitaajuudesta ohjausjärjestelmälle.

Pumpun ohjausohjelman suunnitteluvaiheessa ongelmia aiheutti ohjausjärjestelmän keskimoduulissa olevien analogisten sisääntulojen puute. Kaikki analogiainputit ovat todellisessa koneessa käytössä, mutta pumpun vinolevyn kulmaa mittaavalle asema-anturille tarvitaan kuitenkin paikka vastaavanlaiselle sisääntulolle. Testijärjestelmän yhteydessä voidaan käyttää valmista testaussalkkua, jonka sisälle koneen ohjausjärjestelmä on rakennettu kokonaisuudessaan. Tällöin käytössä on vain kyseisen testijärjestelmän vaatimat kytkennät, joten tilaa on varmasti riittävästi. Tämä ei kuitenkaan poista ongelmaa, joka syntyy, kun uutta järjestelmää sovelletaan todelliseen tuotantokoneeseen. Testauksen tavoitteena on luonnollisesti saada uusi pumppu käyttöön tulevissa tuotantokoneissa. Lisäksi jos tietyltä moduulilta lähdetään vapauttamaan inputteja, joudutaan ne siirtämään jollekin toiselle moduulille, joka todennäköisesti aiheuttaa liian suuren viiveen säätöpiirin toimintaan. Tällöin ohjelmiston kiertoajasta voi tulla liian pitkä. Puhaltimien pyörimisnopeustieto saadaan sen sijaan helpommin ohjausjärjestelmälle, sillä pulssianturille tarvittava pulssi-input on myös todellisessa koneessa ohjausjärjestelmän keskimoduulissa vapaana.

Testit päätettiin alustavan suunnitelman mukaan suorittaa neljällä erilaisella järjestelyllä. Tarkoituksena on ensinnäkin testata uutta pumpun säätötapaa kahdella eri järjestelyllä. Testejä varten tilattiin Parkerilta ulkoinen PID-säädin, jotta säätö voidaan toteuttaa myös käyttämättä ohjausjärjestelmän sisäistä PID-säädintä mukana säätöpiirissä. Käytettävä ulkoinen PID-säädin -moduuli on tyypiltään PID00A-40. Tärkein vaatimus testaukselle on kuitenkin säätötavan toimivuuden osoittaminen. Ratkaisua on tarkoitus

hyödyntää mahdollisimman nopeasti tuotantokoneissa, joissa liian suuret painevärähtelyt ovat rikkoneet vastaavassa käytössä olleita painesäätöisiä pumppuja. Näiden testien lisäksi halutaan testata myös Parkerin vanhasta sähkösäätimestä kehitettyä paranneltua versiota. Testimahdollisuudet riippuvat hyvin pitkälti siitä, saadaanko kyseinen säädin Parkerilta riittävän ajoissa. Myös tämän säätimen osalta testit on tarkoitus suorittaa kahdella edellä mainitulla järjestelyllä. Testien läpivientiaikaa lisää hieman se, että samaa pumppua ei voida molempien säätimien osalta käyttää.

Ohjelmiston vaatimusmäärittelyn yhteydessä tuli esille myös toinen ongelmakohta. Ongelmaksi muodostuu se, että Epecin moduuleilta ei saada suoraan analogista jännitesignaalia ulostulona. Analoginen jännitesignaali tarvitaan kuitenkin ulkoiselle PID-säätimelle, jotta sitä voitaisiin käyttää testeissä. Pulssianturin mittaama pulssitaajuus pitää muuttaa analogiseksi jännitesignaaliksi, jotta ulkoista PID-säädintä voidaan käyttää pyörimisnopeussäädössä. Yksi vaihtoehto tähän tarkoitukseen on suoraan CAN-väylään liitettävä moduuli, jonka kautta saadaan ohjausjärjestelmään analogisia jänniteulostuloja. Moduulin pitää tukea CANopen-protokollaa. Moduuli toimii siten, että sen elektroniikka muuntaa PWM-muotoisen signaalin analogiseksi jänniteulostuloksi. Jänniteulostulo tarvitaan välillä 0 – 10 voltia. Valmiita moduuleja on saatavilla tähän tarkoitukseen useilta valmistajilta.

Kyselyjen jälkeen saatiin MicroControl nimiseltä valmistajalta tieto, että analogiamuuntimia on saatavilla riittävän lyhyellä toimitusajalla. MicroControllin valmistama muunnin päätettiin tilata testikäyttöön. Kyseinen moduuli on tyypiltään μ CAN.4.a-BOX. Muuntimen konfigurointi CAN-väylän kanssa yhteensopivaksi aiheuttaa suurimman työn moduulin käyttöönottoaiheessa. Moduuli on nelikanavainen, joten siitä on mahdollista saada korkeintaan neljä analogista ulostulosignaalia. Testejä varten riittää kuitenkin kaksi kanavaa. Ulostulosignaalien resoluutio eli erottelukyky on 16 bittiä, jota voidaan pitää erittäin tarkkana. Kuvassa 7.3 on esitetty kyseinen analogiamuunninmoduuli.



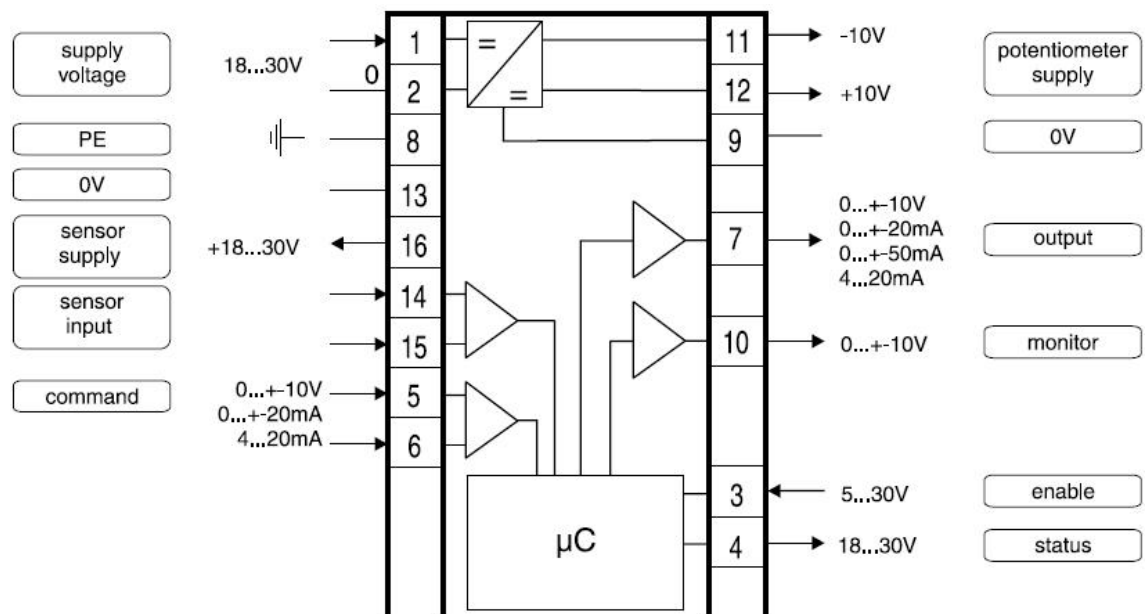
Kuva 7.3. Testijärjestelmään hankittu 4-kanavainen analogiamuunnin (MicroControl. Manual μ CAN.4.a-BOX).

Vaatimusmäärittelyjen ja tarvittavien komponenttien valinnan jälkeen ohjausohjelmiston testiversion tekemiseen varattiin noin kaksi työpäivää aikaa. Ohjelman saaminen testikäyttöön venyi kuitenkin kesälomien takia joitakin viikkoja. Tässä vaiheessa pitää muistaa, että ohjelma on tehty vasta testikäyttöön ja sen toimivuus pitää varmistaa järjestelmän testauksen yhteydessä. Lisäksi tekovaiheen jälkeen eri parametrien säätäminen kohdalleen vie oman aikansa. Valmiin ohjausohjelmiston CoDeSys-koodin toimintaa selventäviä kohtia on esitetty työn lopussa olevassa liitteessä 2. Liite 2 sisältää pääasiassa lohkokaaaviomuodossa esitettyjä kuvia ohjelman toimintaan liittyen.

7.4 Ulkoinen PID-säädin

Säätö ohjausjärjestelmän ulkopuolella toteutetaan käyttäen Parkerin valmistamaa PID-säädin -moduulia, joka on tyypiltään PID00A-40. PID-säädin on yksi säätötekniikan perinteisimmistä säätimistä, joten eri säätötermien vaikutusta ei tässä työssä kuvata sen tarkemmin. PID-säätimen toimintaan ja viritykseen on perehdytty jossain määrin useilla Tampereen teknillisen yliopiston (TTY) tarjoamilla kursseilla. Lohkokaavioesitys käytettävästä PID-säätimestä on esitetty kuvassa 7.4 (Operation Manual, Series PID00A-40X).

Tässä työssä käytettävä PID-säädin on elektroninen moduuli, joka on suunniteltu käytettäväksi erityisesti teollisuussovelluksissa. Ulkoista säädintä ei ole tarkoitus käyttää todellisessa koneessa. Kyseisen säätimen käyttö testijärjestelmässä on kuitenkin perusteltua. Tästä voidaan päätellä, onko säätimellä merkittävää vaikutusta, verrattuna ohjausjärjestelmän kautta tehtävän säädön vaikutuksiin järjestelmän käyttäytymisessä. Merkittävää eroa kyseisten ratkaisujen välillä ei periaatteessa pitäisi olla. Tätä ei kuitenkaan ole tarkemmin tutkittu aikaisemmin, ja tämän työn yhteydessä siihen tarjoutuu hyvä mahdollisuus.



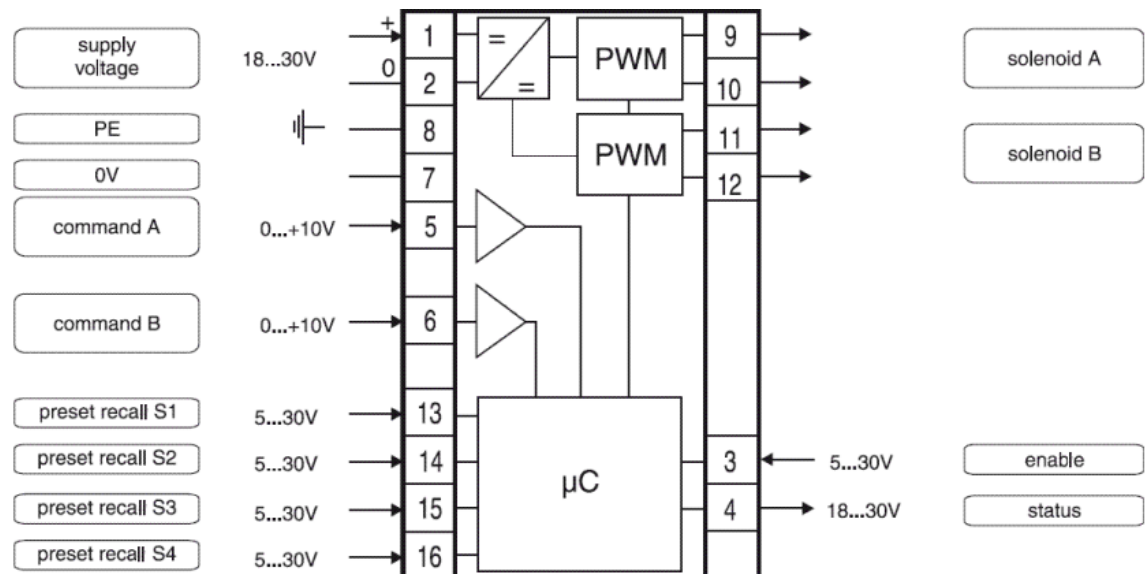
Kuva 7.4. Lohkokaavioesitys Parkerin PID-säädin -moduulin PID00A-40 toiminnasta (Operation Manual, Series PID00A-40X).

PID-säätimen parametrit voidaan asettaa Parkerin ProPxD-ohjelmiston kautta, joka on ladattavissa ilmaiseksi yrityksen kotisivuilta. PID-säätimen ohjaus voidaan siten toteuttaa suoraan tietokoneen välityksellä, tallentamalla valmis parametritiedosto moduulin sisäiseen muistiin. Parametreja voidaan tarvittaessa säätää järjestelmän ajon aikana kannettavan tietokoneen kautta.

PID-säätimessä on huomattavan paljon eri parametreja, joten niiden virittäminen järjestelmän kannalta optimaalisiksi saattaa muodostua haastavaksi tehtäväksi. Testien alkuvaiheessa on tarkoitus käyttää säädössä ainoastaan vahvistuksen P-termiä, joten virittäminen kokeilujen kautta pitäisi olla suhteellisen helppoa. P-säädössä on helppo havaita millä vahvistuksen arvolla järjestelmä alkaa värähdellä liiallisesti. Toimintaa voidaan tämän jälkeen lähteä virittämään vahvistuksen I- ja D-termien avulla.

7.5 Proportionaaliventtiilien ohjausmoduuli

Pumpun säätimen toimintaa ohjaavan proportionaaliventtiilin ohjauskorttina käytetään Parkerin valmistamaa moduulia, joka on tyypiltään PCD00A-400. Moduulin parametreja voidaan muokata Parkerin ProPxD-ohjelmiston kautta, kuten PID-säätimen tapauksessakin. Valmis parametritiedosto voidaan tallentaa moduulin sisäiseen muistiin. Kuvassa 7.5 on esitetty lohkokaavioesitys PCD-moduulin toiminnasta. Moduulin ulostuloina saadaan PWM-muotoisia signaaleja korkeintaan kahdelle solenoidille.



Kuva 7.5. Lohkokaavioesitys Parkerin proportionaaliventtiilien ohjausmoduulista PCD00A-400 (Installation Manual, Series PCD 00A-400).

Pumpun säätimen proportionaaliventtiilissä on yksi solenoidi, joten moduulilta tarvitaan ulostulona vain yksi PWM-muotoinen signaali. PCD-moduulin liitännät järjestelmään nähdään tarkemmin liitteessä 4 esitetystä järjestelmän kytkentäkaaviosta. Moduulin inputteina käytetään analogisia jännitteen arvoja, jotka voivat vaihdella välillä 0 – 10 voltia. Jännitesisäntuloja on kaksi, joten yhdellä moduulilla voidaan ohjata kahta solenoidia samanaikaisesti. Tämän työn järjestelmän tapauksessa käytetään kuvassa 7.5

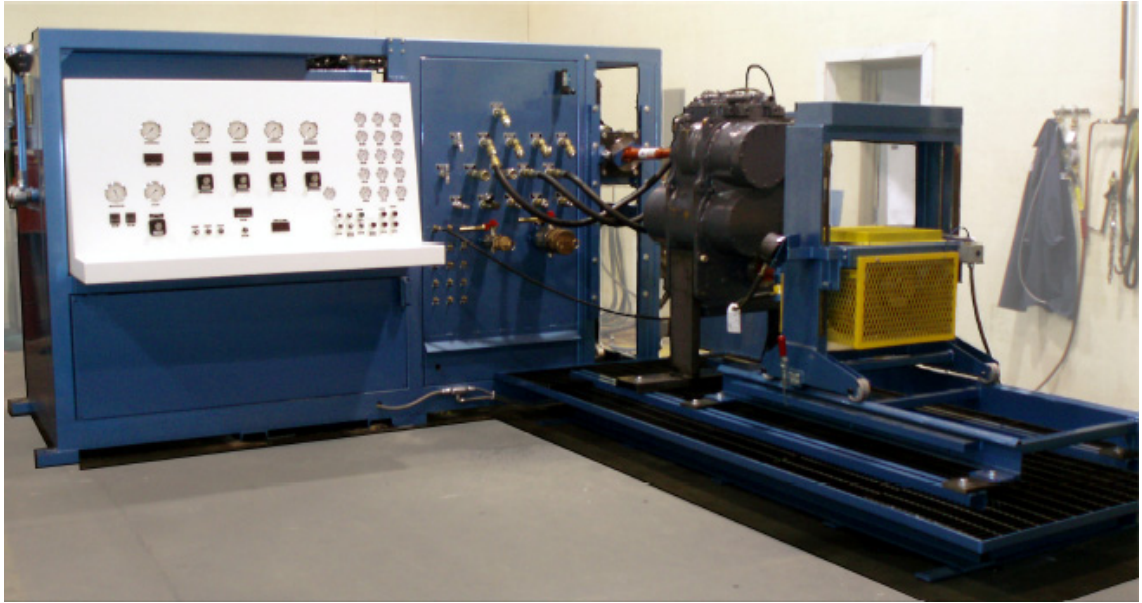
esitettyä solenoid A:ta. Moduulin ulostuloina saadaan solenoidien ohjaamiseen käytettävät virran arvot. Tärkeimpien parametrien avulla voidaan asettaa esimerkiksi solenoideille nimellisvirrat, joiden arvoa ei voida ylittää. Lisäksi voidaan asettaa nimellisvirran suhteen minimi- ja maksimivirtojen arvot. Suoraan parametrien avulla voidaan asettaa myös haluttu dither- eli värähtelyvirran amplitudi ja taajuus. PCD-moduuli sisältää suhteellisen vähän eri parametreja, ja sen ohjelmointi onnistuu, kun tunnetaan riittävän tarkasti ohjattavan venttiilin ominaisuudet.

7.6 Testikoneikko

Testikoneen saaminen käyttöön osoittautui lopulta aikataulun puolesta liian haastavaksi. Testaukseen ei olisi jäänyt riittävästi aikaa, sillä kone saapui tehtaalte vasta reilusti alun perin luvattua ajankohtaa myöhemmin. Asiakkaalle luvattu toimitusaika ei kuitenkaan saisi myöhästyä, joten testimahdollisuudet jäivät melko heikoiksi. Tätä varten oli kuitenkin jo alustavasti varauduttu, ottamalla selvää järjestelmän toteuttamismahdollisuudesta testipenkissä. Suurin ongelma testipenkkikäytössä on se, että testausolosuhteet eivät vastaa täysin realistisesti todellisella koneella tehtyjä testejä.

Penkkitestejä varten piti saada käyttöön todellisen koneen jäähdytinpaketti. Varaston puolelta löytyi muutama vanhemman tyyppinen jäähdytinpaketti, joiden erona nykyiseen käyttöön on puhallinmoottoreiden koko. Tällä ei kuitenkaan testausvaiheessa ole ratkaisevaa merkitystä. Jäähdytinpaketti koostuu kahdesta erillisestä jäähdytinkennosta, joissa molemmissa on kaksi hydraulimoottorien pyörittämää puhallinta. Testaus-tilanteessa jäähdytinkennoissa ei tarvitse kiertää nestettä, sillä haluttu jäähdytyslämpötila voidaan määrittää ohjausjärjestelmän kautta. Tällä tavoin voidaan matkia jäähdytys-nesteessä tapahtuvia lämpötilan muutoksia, jotka määräävät tarvittavan jäähdytystehon. Lisäksi testijärjestelmään tarvitaan ulkoinen paineenrajoitusventtiili varmistamaan järjestelmän toiminta mahdollisissa vikatilanteissa. Järjestelmässä käytetyn paineenrajoitusventtiilin kiinteä asetusarvo on 350 baria. Muut tarvittavat komponentit järjestelmään on hankittu jo etukäteen. Testilaitteiston virittäminen vei huomattavasti enemmän aikaa ja resursseja, kuin mitä vastaavan laitteiston virittäminen testikoneeseen olisi vaatinut.

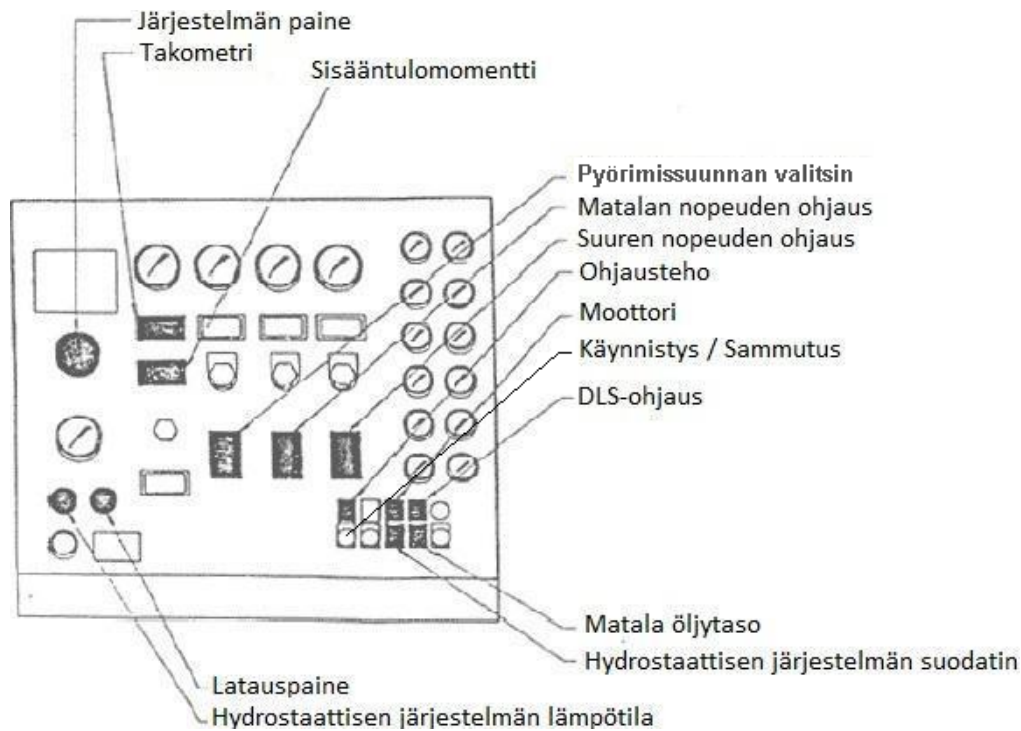
Tuottosäätöisen pumpun testauksessa käytettävä testikoneikko on AIDCO Internationalin valmistama 900-sarjan koneikko. Koneikko on monipuolinen testialusta, joka on tarkoitettu erityisesti hydraulikomponenttien testaukseen. 900-sarjan koneikko soveltuu muun muassa hydraulisten vaihteistojen, pumppujen, moottorien, venttiilien, sylinterien ja momentinmuuntimien testaukseen. Testikoneikkoon on lisäksi saatavilla erilaisia asennussarjoja, jotka helpottavat eri komponenttien tai esimerkiksi kokonaisen voimansiirron asentamista testikäyttöön. Seuraavan sivun kuvassa 7.6 on esitetty valokuva kyseisestä testipenkistä. (AIDCO 900 Test Stand Operators Manual.)



Kuva 7.6. Yleiskuva AIDCON 900-sarjan testipenkistä (AIDCO 900 Test Stand Operators Manual).

Koneikon tehonlähteenä on kolmensadan hevosvoiman kolmivaiheinen sähkömoottori, jonka teho kilowateiksi muunnettuna on noin 223,7 kW. Sähkömoottorin avulla käytetään hydrostaattista voimansiirtoa, joka koostuu säätötilavuusisesta aksiaalimäntäpumpusta ja -moottorista. Hydraulimoottorin pyörimisnopeutta voidaan säätää portaattomasti välillä 0 – 2700 rpm molempiin pyörimissuuntiin. Koneikon pääsäiliö on kooltaan 300 gallonaa, joka vastaa noin 1136 litraa. Tämän lisäksi hydrostaattiselle voimansiirrolle on oma säiliönsä, joka on kooltaan 100 gallonaa, eli noin 379 litraa. (AIDCO 900 Test Stand Operators Manual.)

Testikoneikko koostuu useista hydraulijärjestelmistä, joita voidaan käyttää erilaisten tehtävien toteuttamiseen. Tärkein yksittäisistä järjestelmistä on edellä kuvattu hydrostaattinen tehonsiirtojärjestelmä. Sähkömoottorin käyttämä hydraulipumppu tuottaa tilavuusvirran, joka siirretään letkujen välityksellä hydraulimoottorille. Hydraulimoottori tuottaa pyöriessään mekaanisen tehon, joka johdetaan sen ulostuloakseliin asennetulle testikomponentille. Koneikko sisältää myös hydrostaattisen tehonsiirron ohjauslaitteiston, ja hydraulimoottorin pyörimisnopeutta voidaan säätää suoraan koneikon käyttöpaneelistä. Myös hydraulimoottorin pyörimissuunta voidaan valita suoraan käyttöpaneelin painikkeella. Seuraavan sivun kuvassa 7.7 on esitetty koneikon käyttöpaneelipainikkeita esittävä piirustus. (AIDCO 900 Test Stand Operators Manual.)



Kuva 7.7. Testikoneikon hydrostaattisen tehonsiirron käyttöpaneelipainikkeet (AIDCO 900 Test Stand Operators Manual).

Toinen tärkeä hydraulijärjestelmä koneikossa on järjestelmä, jonka välityksellä tilavuusvirta johdetaan testattavalle komponentille. Pääasiallisesta tilavuusvirtalähteestä saadaan matalapaineista virtausta maksimissaan noin 235 litraa minuutissa, korkeintaan 1000 PSI:n, eli noin 69 barin painetasolla. Suurin mahdollinen painetaso koneikolta on 7000 PSI:tä, joka vastaa noin 483 baria. Suurilla painetasoilla tilavuusvirtaa saadaan vastaavasti vähemmän, 7000 PSI:llä noin 76 litraa minuutissa. Tämä johtuu siitä, että kasvatettaessa pyörimisnopeutta maksimiarvoon 2700 rpm saakka, pienennetään pumpun kierrostilavuutta, jolloin saatu tilavuusvirta pienenee. Pumpputestauksen yhteydessä voidaan käyttää erillistä järjestelmää, jonka avulla saadaan pumpun imulinjan paine pysymään sallituissa rajoissa. Imulinjaan menevä tilavuusvirta saadaan koneikon pääsäiliöstä. Paluuvirtausta varten koneikossa on kolme tankkiporttia, joiden kautta öljy kulkee aina suodattimien läpi pääsäiliöön. (AIDCO 900 Test Stand Operators Manual.)

AIDCON valmistaman testipenkin täydellinen hydraulikaavio on esitetty työn lopussa olevassa liitteessä 5. Tämän työn testijärjestelmän tapauksessa käytetään koneikon imujärjestelmää. Pumpun painelinjasta lähtevä virtaus kulkee koneikon kautta, jolloin pumpun tuottamasta tilavuusvirrasta suoritetaan mittausta. Mitatun tilavuusvirran arvo nähdään reaaliajassa koneikon käyttöpaneelistä. Tilavuusvirta kulkee pumpun painelinjasta koneikon sisääntuloportin kautta ulostuloporttiin, jonka jälkeen se jakaantuu kahteen osaan puhaltimien hydraulimoottoreille. Pumpua pyörittää koneikon hydrostaattinen tehonsiirtojärjestelmä, jonka toiminta kuvattiin edellä. Hydrostaattisen tehonsiirtojärjestelmän toimintaa kuvaava hydraulikaavio on esitetty liitteen 5 ensimmäisellä sivulla.

7.7 Testijärjestelmän rakenne ja toimintakuvaus

Testijärjestelmä päätettiin rakentaa testikoneikon välittömään läheisyyteen, kuitenkin niin, ettei se häiritsisi koneikolla tehtäviä muita töitä. Koneikko on viikoittain aktiivisessa käytössä tuotantokoneisiin menevien pumppujen esisäätöjen asetuksessa. Järjestelmän letkutukset tehtiin puhaltimien lopullisen sijoituspaikan varmistuttua. Letkutusten suunnittelussa pyrittiin ottamaan huomioon muun muassa se, että järjestelmässä ei pääse syntymään liian suuria painehäviöitä. Tässä vaiheessa suunnittelua korostui testijärjestelmän vastaavuus todellisessa koneessa olevaan jäähdytinpiiriin, sillä esimerkiksi liian suuret letkut toimivat järjestelmässä vaimennustilavuuksina. Tämä saattaa luonnollisesti vaikuttaa merkittävällä tavalla järjestelmässä esiintyviin painevärähtelyihin, joiden tutkiminen on yksi tärkeä osa suoritettavia testejä. Liian ahtaat letkut puolestaan aiheuttavat turhan suuria painehäviöitä järjestelmään. Järjestelmän rakenteen ja toiminnan matkiminen testipenkkikäytössä on aina jossain määrin kompromissien tekemistä erilaisten valintojen suhteen.

Seuraavassa vaiheessa suoritettiin järjestelmän elektronisten komponenttien johdotukset ennalta laaditun kytkentäkaavion mukaisesti. Järjestelmän kytkentäkaavio on esitetty työn lopussa olevassa liitteessä 4. Kytkentäkaavion rakenne riippuu siitä, millaisella järjestelyllä järjestelmää ajetaan. Testien aloitusvaiheessa varauduttiin Parkerin ulkoisten moduulien käyttöön, sillä pumpun ohjausohjelman käyttöönotto viivästyi hieman suunnitellusta aikataulusta. Johdotusten ja liittimien teko sujui melko pienellä vaivalla Sandvikin automaatio-osaston tiloissa, jossa oli tähän tarkoitukseen sopivat välineet. Johdotukset ja liittimet tehtiin valmiiksi kaikille komponenteille, vaikka järjestelmän eri komponenttien toimivuutta päätettiin testata aluksi eri vaiheissa. Esimerkiksi yhden moduulin toiminnan testaaminen kerrallaan on huomattavasti helpompaa, kuin kaikkien samanaikaisesti. Tämä koskee etenkin tilannetta, jossa jonkun osan toiminnasta ei ole täyttä varmuutta.

Järjestelmän mittalaitteistona käytetään saksalaisen imc Meßsysteme GmbH:n valmistamaa tiedonkeruulaitetta eli dataloggeria, joka on tyypiltään Cronos-PL2. Imc on keskittynyt erityisesti mobilekaluston mittalaitteiden valmistamiseen. Tiedonkeruulaite ja siinä tarvittavat lisälaitteet, kuten anturiliitännät ja jännitemuuntimet on sijoitettu yhteen salkkuun. Salkku muodostaa yhtenäisen mittausalustan, jota on helppo kuljettaa mukana. Mittalaitteiston tarkempi toimintakuvaus, sekä testijärjestelmästä mitattavat suureet ja anturit esitellään luvussa 7.8.

Yhteenvetona voidaan todeta, että testijärjestelmän pääosia ovat testattava pumppu ja RDEC-säädin, pumppua käyttävä AIDCO:n 900-sarjan koneikko, dieselmoottorin jäähdytyspuhaltimet, ohjausjärjestelmän sisältävä testaussalkku, sekä anturisignaaleja käsittelevä mittaussalkku. Lisäksi ohjausjärjestelmän ulkopuolisen säädön suorittamiseksi testikäyttöön on rakennettu laatikko, joka sisältää Parkerin valmistaman ulkoisen PID-säätimen ja proportionaaliventtiilien ohjausmoduulin. Kyseisen laatikon pohjalle on asennettu DIN-kiskoa, johon molemmat moduulit saadaan kiinnitettyä tukevasti.

7.8 Mittalaitteisto ja mitattavat suureet

Valmiin järjestelmän mittalaitteena käytetään saksalaisen mittalaittevalmistaja imc:n valmistamaa tiedonkeruuyksikköä, joka on tyypiltään Cronos-PL2. Tiedonkeruuyksikkö, anturiliitännät ja muut siihen kuuluvat oheislaitteet, kuten langattoman verkkoyhteyden mahdollistava laite ovat kaikki asennettuna yhteen testisalkkuun. Langatonta verkkoyhteyttä voidaan käyttää mittaustiedon siirtoon esimerkiksi kannettavan tietokoneen ja mittalaitteiston välillä, ilman erillistä kaapelia tietokoneen ja mittaussalkun välissä. Mittaussalkku sisältöineen on esitetty kuvassa 7.8.



Kuva 7.8. Testijärjestelmän mittaussalkku sisältöineen.

Mittalaitteistossa on kahdeksan kappaletta analogisia kanavia, jonka lisäksi siitä löytyy neljä kappaletta pulssitaajuuden mittaavia incremental encoder -kanavia. Lisäksi laitteistosta löytyy kaksi liitäntäkanavaa CAN-väylälle. Mittalaite saa 24 voltin syöttöjännitteen ulkoiselta jännitelähteeltä, joka ei ole näkyvissä kuvassa 7.8. Mittaussalkku on maadoitettu samaan potentiaaliin Epecin ohjausjärjestelmän sisältävän testaussalkun kanssa, jotta maadoituksesta johtuvilta häiriöiltä välttyttäisiin mahdollisimman tehokkaasti mittauksissa.

Tiedonkeruulaitteen mittausohjelmistona käytetään imcDevices-ohjelmaa, jonka versionumero on 2.6. Ohjelmalla pystytään pelkän tiedonkeruun lisäksi piirtämään kuvaajia mitattavista suureista, sekä muuttamaan mitattavien anturisignaalien asetuksia. Ohjelman kautta voidaan esimerkiksi asettaa mittauksille näytteenottotaajuuudet ja määrittää eri anturisignaalien ulostulojen vastaavuudet mittauksista halutun yksikön kanssa. Ohjelmalla voidaan myös asettaa haluttu mittaussignaalin suodatusmenetelmä jokaiselle kanavalle erikseen. Mittaustiedon esittämiseen ja muokkaamiseen on käytettävissä kaksi

imc:n valmistamaa ohjelmaa, Famos ja Look. Famos on graafinen data-analysointiohjelmisto, jolla pystytään esittämään ja käsittelemään mittaustuloksia monipuolisesti. Look on ominaisuuksiensa puolesta lähinnä karsittu versio Famosista. Lookia on kuitenkin suhteellisen helppo käyttää ja sillä pystyy suorittamaan muun muassa erilaisia suodatustoimintoja, joten kyseinen ohjelma riittää hyvin tämän työn mittausten käsittelemiseen.

Testijärjestelmän tapauksessa mittalaitteistosta tarvitaan neljä kappaletta analogisia kanavia, sekä kaksi kappaletta pulssitaajuuden mittaavia kanavia. Kahdella ensimmäisellä analogiakanavalla mitataan paineen arvoja. Järjestelmän paineiden arvoista kiinnostavia ovat puhaltimien yhteinen paine pumpun painelinjassa, sekä pumpun kotelo-paine. Paineantureina käytetään Hydacin valmistamia antureita, joiden ulostulona on virran arvo välillä 4 – 20 milliampeeria. Pumpun painelinjan painetta mittaavan anturin mitta-alue on 0 – 400 baria. Pumpun kotelopainetta mittaavan anturin mitta-alue on puolestaan 0 – 10 baria (abs). Antureiden ulostulovirrat skaalataan näiden painearvojen välille imcDevices-ohjelman kautta. Seuraava mitattava suure on pumpun säätimen kelalle menevän virran arvo. Virran mittaamiseksi tarvitaan erillinen virtamuunnin, joka sijoitetaan ohjausjärjestelmältä säätimen kelalle menevien johtojen väliin. Virtamuuntimen kautta lähtee erillinen liitäntä tiedonkeruulaitteelle. Muunnin toimii siten, että se muuttaa mitattavan virran arvon jännitteeksi, joka luetaan tiedonkeruujärjestelmässä. Muuntimen virta-alue on rajoitettu välille 0 – 3 ampeeria, jota vastaa jännitteen arvo välillä 0 – 4 voltia. Mittausohjelmisto ilmoittaa edelleen jännitearvon perusteella kelalle menevän virtasignaalin suuruuden ajan funktiona.

Pyörimisnopeuden mittaavana anturina toimii Monarch Instrumentsin valmistama Remote Optical Sensor (ROS)-tyyppinen optinen pulssianturi. Pulssianturi on kiinnitetty puhallinta suojaavan kehikon päälle kahdella magneetilla. Puhaltimen yhteen lapaan on kiinnitetty heijastava teipinpala, josta pulssianturi saa pulssin kerran lavan kierroksessa. Puhaltimen kehikolle on asennettu myös toinen samanlainen pulssianturi. Toinen pulssianturi antaa takaisinkytkentätiedon ohjausjärjestelmälle ja toista puolestaan käytetään pyörimisnopeuden reaaliaikaiseen mittaamiseen ja seurantaan, joten se on kytketty suoraan mittalaitteistoon. Lisäksi testauksen yhteydessä halutaan mitata pumpun pyörimisnopeutta. Tähän tarkoitukseen soveltuu samanlainen pulssianturi kuin puhaltimen pyörimisnopeuden mittaamiseen. Tilavuusvirtasäädössä tarvitaan lisäksi pumpun pyörimisnopeustietoa, jotta pumpun tuottama tilavuusvirta pystytään laskemaan ohjausjärjestelmässä. Myös tätä mittausta varten käytetään kahta pulssianturia, ensimmäisen antaessa pyörimisnopeustiedon ohjausjärjestelmälle, ja toisen suoraan mittalaitteistolle. Pumpun tuottamasta tilavuusvirrasta ei testauksen alkuvaiheessa suoritettu mittausta, sillä tilavuusvirran arvoa voidaan seurata reaaliaikaisesti testikoneikon näytöltä. Tästä voidaan päätellä kuinka lähellä haluttu säätöarvo on todellista. Tilavuusvirran mittausta otettiin mukaan testauksen loppupuolella, sillä sen avulla pystyy paremmin seuraamaan tilavuusvirtasäädön toimintaa. Mittaus suoritettiin turbiinianturilla, joka asennettiin pumpun painelinjan väliin. Kyseinen turbiinianturi mittaa tilavuusvirtoja 600 l/min saakka.

8 VALMIIN JÄRJESTELMÄN TESTIAJOT

Valmiin järjestelmän testisuunnitelmaan kuuluu useita ajoja erilaisilla järjestelyillä. Kuten aiemmin todettiin, tarkoitus on suorittaa pumpun säätö ohjausjärjestelmän sisäisellä PID-säätimellä, sekä ulkoisella PID-säätimellä. Tässä luvussa esitellään tarkemmin eri testijärjestelyt, sekä testeissä saavutettuja mittaustuloksia. Järjestelmän testiajoja eri parametriervoilla joudutaan suorittamaan erittäin paljon, joten kaikkia mittaustuloksia ei tulla työssä käsittelemään. Tarkoitus on esitellä järjestelmän toiminnan kannalta oleellisia testituloksia sekä sitä, miten lopullisiin parametriervoihin on päädytty.

Ensimmäiset testit valmiille järjestelmälle suoritettiin ilman Epecin ohjausjärjestelmää, sillä pumpun ohjausohjelman käyttöönottoa jouduttiin odottamaan muutama viikko suunniteltua pidempään. Testimahdollisuudet jäivät tällöin ulkoisilla moduuleilla suoritettavan säädön varaan. Ohjausohjelman käyttöönoton jälkeen testaus keskittyi kokonaan ohjelmiston toiminnan ja parametriervojen muokkaamiseen. Tämä ohjaustapa on kuitenkin käytännössä ainoa ratkaisu, jota todellisessa koneessa voidaan hyödyntää. Järjestelmän säätö ulkoisten moduulien kautta tehdään vertailumielessä, kun ohjausohjelmiston ja järjestelmän toiminnasta on ensin saatu riittävästi mittaustietoa.

8.1 Testiajo manuaalisesti jännitelähteellä

Pumpun ensimmäinen testiajo päätettiin suorittaa manuaalisesti jännitelähteen avulla, jonka kautta jännitteen käskyarvo annetaan ulkoiselle PID-säätimelle. Ensimmäisen testin tavoitteena on testata uuden RDEC-säätimen toimintaa. Lisäksi saadaan tietoa säätölaitteiston toimivuudesta, sekä mahdollisesti viritettyä moduulien parametriervoja järjestelmälle sopiviksi jo tässä vaiheessa. Käskyarvona käytetään manuaalisesti säädettyä jännitteen arvoa ulkoiselta jännitelähteeltä. Pumpun säätimen toiminta saadaan todettua näin, mutta ohjausohjelmisto pitää joka tapauksessa saada toimivaksi, kun ajatellaan todelliseen koneeseen asennettavaa pumppua. Ohjelmisto päätettiin ottaa käyttöön ensimmäisen testiajon jälkeen, kun järjestelmä on muilta osin todettu toimintakuntoiseksi.

Väliaikaisena mittalaitteistona käytetään Hydrotechnikin valmistamaa kahdeksan kanavaista mittalaitetta, joka on tyypiltään Multi-System 5060. Tässä vaiheessa kiinnostavia suureita ovat puhallinpaine, pumpun kotelopaine ja puhaltimien pyörimisnopeus. Pyörimisnopeustieto saadaan helpoiten mitattua optisen pulssianturin avulla, joka saa pulssin kerran kierroksessa puhaltimen lapaan kiinnitetystä teipinpalasta. Hydrotechnikin mittalaitteessa on liitäntä taajuussisäntulolle, joten pyörimisnopeus saadaan luettua rpm-muodossa suoraan mittalaitteen näytöltä. Mittaustietoa ei vielä tässä vaiheessa ole tarkoitus ottaa talteen, vaan ainoastaan seurata edellä mainittuja suureita reaaliaikaisesti.

Pumpun vinolevyn kulman asemaa mittaavan anturin ulostulosignaali saadaan luettua yleismittarilla. Kulman asemaa mittaavan anturin ulostulona on analoginen jännitesignaali. Tarkempaa analysointia varten tarvitaan jatkossa enemmän mitattavia suureita.

PID-säätimen parametrien muokkaus tuotti ongelmia testauksen alkuvaiheessa. Tämän seurauksena pumpun säätimen toimintaa päätettiin testata ilman PID-säädintä, antamalla jännitteen käskyarvo suoraan proportionaaliventtiilin ohjausmoduulille. Muutuvan jännitearvon avulla voidaan suoraan vaikuttaa proportionaaliventtiilin kelalle menevään virtaan, josta päätettiin samalla suorittaa mittaus. Täyttä varmuutta ei ollut myöskään säätimen toimintaan vaikuttavista virta-arvoista, joten tällä kokeilulla saataisiin asiasta lisää tietoa. Kun pumpun säätimen toiminnan kannalta oleelliset virta-arvot ovat tiedossa, voidaan keskittyä tarkemmin PID-säätimen toimintaan. Parkerilta saatujen piirustusten mukaan pumpun säätimelle tarvitaan 1,5 ampeerin pitovirta (Parker Hannifin Corporation 2011). Tätä virran arvoa on piirustuksissa kutsuttu pitovirraksi (holding current), joka tarvitaan säätimen proportionaaliventtiilillä jatkuvasti. Säätimen toimintaa ohjataan siten, että virta-arvoa poikkeutetaan $\pm 0,5$ ampeeria pitovirrasta. Poikkeaman suuruus määrää muutosnopeuden säätimen toiminnassa. (Parker Hannifin Corporation 2011.) Oletuksen mukaan säädin toimii näin, joten kelalle päätettiin syöttää virtaa näiden raja-arvojen sisällä. Kelalle menevä virta mitattiin yleismittarilla, sekä lisäksi koneikon käyttöpaneelista nähdään pumpun tuottama tilavuusvirta. Säätimen toimintaperiaate voidaan todeta näiden tietojen perusteella.

Säädin toimi ensimmäisten testien perusteella ennalta odotetulla tavalla. Noin 1,5 ampeerin virralla pumpun tuotto pysyi minimi-arvossaan, jonka jälkeen virtaa pienennettäessä tuotto kasvoi maksimiin. Mitä enemmän säätimen kelalle syötetty virta alittaa 1,5 ampeerin arvon, niin sitä nopeammin pumpun tuotto nousee maksimiin. Virran arvo pitäisi nostaa nopeasti takaisin 1,5 ampeeriin, jotta vinolevyn kulma saataisiin pysähtymään tiettyyn asentoon. Tuoton säätäminen manuaalisesti jännitteen arvoa muuttamalla on erittäin hankalaa, joten säädin tarvitsee lähes välttämättä takaisinkytkennän. Tämä on seuraava vaihe testauksessa PID-säätimen ja vinolevyn kulma-anturin avulla. Alustava testaus tällä järjestelyllä vei yllättävän paljon aikaa, eikä ohjauksen toimintaan vaikuttavista tekijöistä päästy täysin selville. Pumpun ohjausohjelma saatiin pian näiden testien jälkeen käyttöön, ja testauksessa päätettiin keskittyä pelkästään sen toiminnan hiomiseen.

8.2 Testiajot ohjausjärjestelmän kautta

Säätimen toimintaperiaatteen testaamisen jälkeen päätettiin testeihin ottaa mukaan Epecin ohjausjärjestelmä, jolloin pumppua ohjataan ainoastaan ohjausjärjestelmän kautta. Takaisinkytkentä on ohjelmoitu pumpun ohjausohjelmiston sisälle, jonka toimintaperiaate ja vaatimukset esiteltiin luvussa 7.3. Ohjausohjelmiston sisälle on ohjelmoitu PID-säädin, joka testijärjestelmän tapauksessa suorittaa säädön puhaltimien pyörimisnopeuden tai vinolevyn kulma-anturin signaalin avulla lasketun tilavuusvirta-arvon perusteella. Koneen kokonainen ohjausjärjestelmä on rakennettu testaussalkkuun, joka sisältää

Epecin viisi moduulia, sekä vastaavanlaisen näytön, jota käytetään todellisessa koneessa. Valokuva kyseisestä testaussalkusta on esitetty kuvassa 8.1.

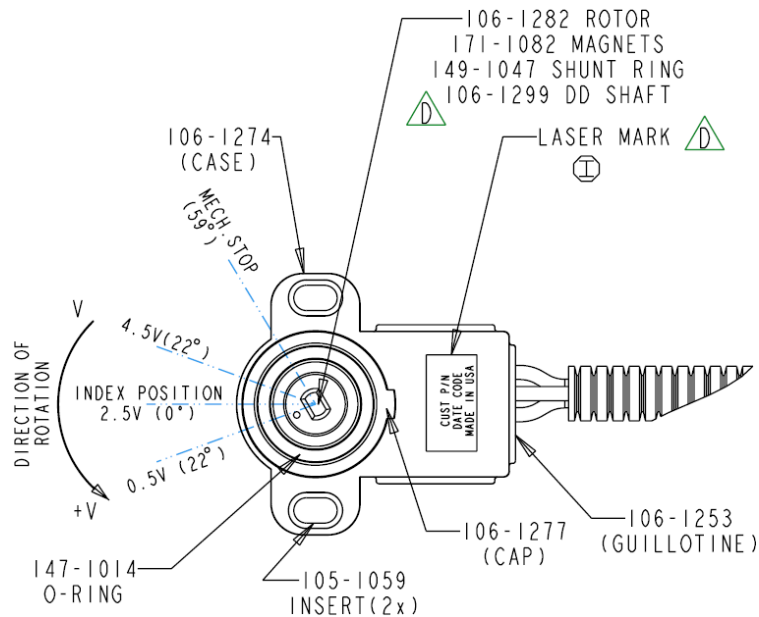


Kuva 8.1. Ohjausjärjestelmän moduulit ja näytön sisältävä testaussalkku.

Ohjausohjelmisto ajetaan Epecin moduulin sisäiseen muistiin, jonka jälkeen sen parametreja voidaan muokata tietokoneen välityksellä. Ohjelmisto päivitettiin jälkikäteen siten, että tärkeimpien parametrien muokkauksen pystyy suorittamaan suoraan ohjausjärjestelmän näytöltä. Ensimmäisenä testauskohteena ollut säätö vinolevyn kulma-anturin perusteella tuotti pienimuotoisia ongelmia. Testattavan pumpun pyörimissuunta on vastapäivään, jolloin vinolevyn kulma-anturista saatujen tietojen mukaan vinolevyn nollakulmaa vastaa anturin ulostulojännitteen arvo 2,5 voltia. Vastaavasti vinolevyn maksimikulmaa pitäisi vastata jännitteen arvo 4,1 voltia. Anturi ei kuitenkaan toiminut suoritettujen jännitemittausten perusteella tällä tavalla. Ongelman selvittäminen vei yllättävän paljon testausaikaa, joka oli muutenkin rajallinen testipenkissä suoritettavien muiden töiden takia. Kulma-anturi on tyypiltään potentiometri, jolloin anturin runkoon sijoitetun jousen kiertymää vastaa aina tietty jännitteen arvo. Jousi kiertää metallitappi, joka on asetettu anturin runkoon tehtyyn uraan, sekä tapin vastakappale, joka on kiinni pumpun vinolevyssä. Mittausten perusteella voitiin päätellä, että vinolevyn kulman asema ei vastannut anturin jousen kiertymää, joten vinolevyn liikkeen alueella jännitteen arvo ei muuttunut, kuten oli tarkoitus. Anturin asentoa pumpun rungon suhteen ei myöskään voida kovin paljoa säätää, sillä anturi on ruuveilla kiinni pumpun kotelossa.

Kokeeksi päätettiin tilata uusi anturi, jotta voitaisiin varmistua anturin mahdollisesta valmistusvirheestä. Anturin toimintaa kuvaava piirustus on esitetty seuraavan sivun kuvassa 8.2. Kuvasta selviää anturin roottorin kiertymäkulmat ja niitä vastaavat jännitteen ulostuloarvot. Nollakulmalla eli kuvaan merkityssä index positionissa anturin ulostulojännite on 2,5 voltia. Tämä toteutui myös suoritettujen mittausten perusteella. Nolla-

kulmasta vastapäivään kierretäessä jännitteen arvot myös pienenevät, kuten piirustuksen toimintakuvaukseen on merkitty. Ongelma esiintyi kierretäessä roottoria myötäpäivään, jolloin suurin ulostulojännite 59 asteen kiertokulmalla oli noin 2,84 voltia.



Kuva 8.2. Pumpun vinolevyn asemaa mittaavan anturin periaatekuva (Parker Hannifin Corporation 2006).

Uuden anturin tilaaminen ei muuttanut tilannetta, joten ongelman selvittämistä piti jatkaa. Anturia testattiin antamalla sille syöttöjännite ulkoisen jännitelähteen kautta, ohjausjärjestelmän jännitesyötön sijaan. Ulostulojännite mitattiin yleismittarilla, jolloin havaittiin, että anturin ulostulot olivat oikealla alueella. Pohdinnan jälkeen tultiin siihen tulokseen, että ongelma on Epecin moduulin analogiainputissa, johon kulma-anturin ulostulosignaali on kytketty. Sisääntulo päätettiin testimielessä vaihtaa toiseen, jolloin havaittiin kyseisen ongelman poistuneen. Tällä inputilla anturin ulostulosignaalit toimivat kuvaan 8.2 merkityllä tavalla. Tarkka syy ongelman aiheuttaneelle ominaisuudelle ei vielä tähän mennessä ole selvinnyt.

Järjestelmältä halutun toiminnan selventämiseksi on tarpeen huomioida muutama yksittäinen seikka. Pumpun pyörimisnopeutta voidaan säätää testikoneikon käyttöpaneelissa olevan potentiometrin kautta. Pyörimisnopeuden muuttaminen testikoneikossa vastaa kaivoslastaajan kaasupolkimen painamista, joka muuttaa dieselmoottorin pyörimisnopeutta ja täten dieseliin kytketyn pumpun pyörimisnopeutta. Välissä oleva momentinmuunnin aiheuttaa pienen välityssuhteesta johtuvan eron dieselmoottorin ja pumpun pyörimisnopeuksien välille. Ero on kuitenkin pieni, sillä välityssuhde on noin 1,05. Testijärjestelmää voidaan ajaa samalla tavalla kuin todellista konetta, muuttamalla pumpun pyörimisnopeutta portaattomasti. Myös pyörimisnopeuden säätöalue saadaan samaksi kuin todellisessa koneessa. Koneikon potentiometri on kuitenkin hyvin herkkä säädölle, joten ennalta haluttua kierrosnopeutta on melko hankala määrittää. Sama koskee kuitenkin myös todellisessa koneessa kaasupolkimen painamista. Dieselmoottorin pyörimisnopeus on tyhjäkäynnillä 700 rpm ja täydellä kaasulla 2100 rpm. Dieselmoottorin tapa-

uksessa kierrosten nosto tyhjäkäynniltä täysille kierroksille onnistuu kuitenkin helposti, ja toistettavuus saadaan hyvälle tasolle. Testikoneikkoa käyttäen tämä on hieman haastavampaa, mutta nopeita pumpun kierrosnopeuden muutoksia voidaan kuitenkin helposti suorittaa.

Puhallinkäytöltä vaadittuja tärkeimpiä ominaisuuksia voidaan kuvailla seuraavien vaatimusten perusteella. Tärkeä vaatimus puhaltimien säädölle on puhaltimien pyörimisnopeuden pysyminen vakiona pumpun pyörimisnopeuden muutoksista riippumatta. Tämän ominaisuuden tutkimista korostetaan järjestelmän testauksessa. Säädön pitää toimia niin, että pumpun pyörimisnopeuden kasvaessa pumpun vinolevyn kulma pienee siten, että tilavuusvirran arvo pysyy vakiona. Sama vaatimus pätee luonnollisesti myös toiseen suuntaan, eli pumpun pyörimisnopeuden laskiessa pumpun kulma suurenee siten, että tilavuusvirta pysyy vakiona. Pumpun pyörimisnopeuden suurilla ja nopeilla muutoksilla on tärkeää, ettei järjestelmään muodostu liian suuria painevärähtelyjä. Tärkeää on myös se, ettei järjestelmä jää värähtelemään siinä tapahtuvien muutosten jälkeen. Järjestelmään muodostuu väkisin tietyn suuruisia painevärähtelyjä, mutta niiden pitää olla riittävän pieniä ja tasoittua mahdollisimman nopeasti. Näiden vaatimusten suhteen pitää PID-säätimelle löytää optimaaliset vahvistuksien arvot. Liian suurilla vahvistuksilla järjestelmään muodostuu värähtelyjä, ja toisaalta liian pienillä vahvistuksilla säädettävän suureen haluttua arvoa ei välttämättä saavuteta.

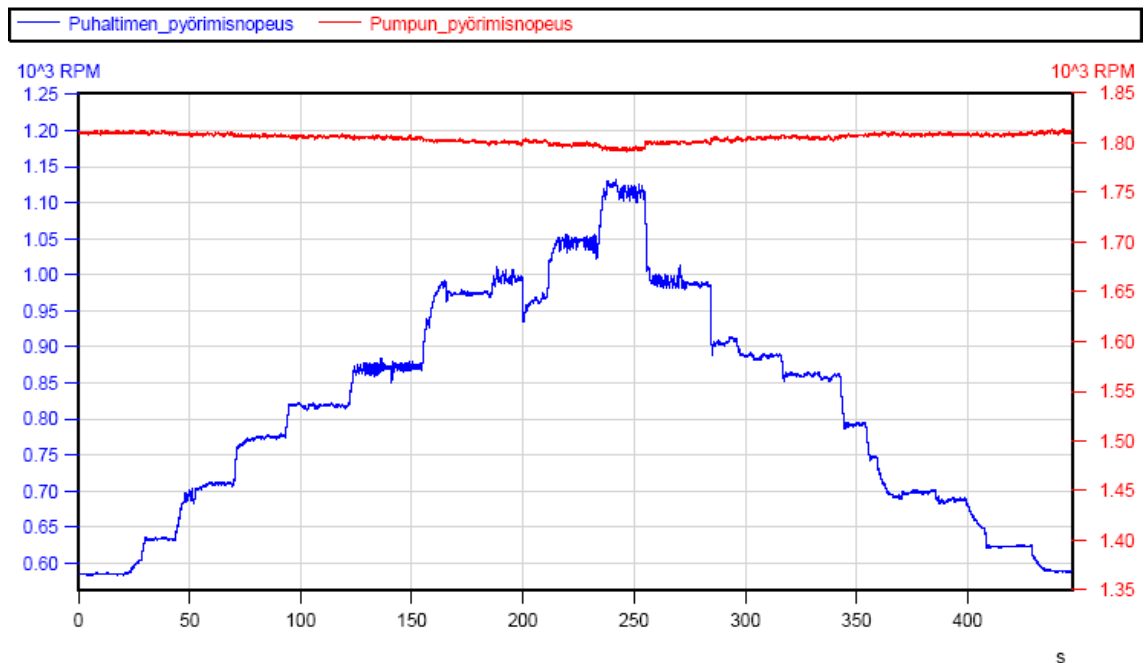
Jäähdytyslämpötilan arvo määrää puhaltimilta halutun pyörimisnopeuden. Testeissä lämpötilan muutosväliksi määritettiin 80 – 100 °C-astetta. Haluttu väli voidaan määrittää ohjausjärjestelmän näytöltä. Valittu lämpötila-alue ei vastaa täsmällisesti todellisessa koneessa esiintyviä jäähdytyslämpötiloja. Todellisessa koneessa on viisi eri lämpötilan mittausta, joista ohjausjärjestelmä valitsee suurimman. Tarvittava jäähdytysteho määräytyy suurimman lämpötila-arvon mukaan. Testaustilanteessa riittää yksi lämpötilan arvo, joka tässä tapauksessa vastaa todellisessa koneessa ohjausjärjestelmän valitsemaa suurinta jäähdytyslämpötilaa. Toinen tärkeä vaatimus järjestelmälle on se, että puhaltimien pyörimisnopeus nousee mahdollisimman tasaisesti lämpötilan funktiona. Tässä vaiheessa tulee tärkeäksi testauksen toistettavuus, jotta puhaltimien pyörimisnopeus myös laskisi samassa suhteessa lämpötilan laskiessa. Näitä ominaisuuksia pyritään tutkimaan kattavasti testiajojen yhteydessä.

8.2.1 Pyörimisnopeussäätö

Ensimmäiset todelliset mittauksia sisältävät testiajot suoritettiin käyttäen PID-säätimen takaisinkytkentäsuureena puhaltimien pyörimisnopeutta. Tämä jäi ainoaksi vaihtoehdoksi, sillä pumpun vinolevyn kulma-anturi ei ollut vielä tällöin toimintakunnossa. Tässä vaiheessa jouduttiin tekemään paljon kokeiluja eri parametrialvoilla. Toimintaa lähdettiin kokeilemaan käyttäen säädössä vahvistuksen P- ja I-termejä, jättäen D-termi kokonaan pois käytöstä. Myöhempien kokeilujen perusteella havaittiin, että derivoivan termin käyttäminen lisää voimakkaasti järjestelmän värähtelyjä, joten järjestelmän viritys päätettiin suorittaa ilman sitä. Sopivia parametrialvoja lähdettiin hakemaan vahvistuksen P- ja I-termien sopivalla yhdistelmällä. Vahvistuksien arvoja ei ole skaalattu

erikseen, vaan säädön välinä on 16 bitin alue, eli arvot nolasta 65536:een. P-termin kohdalla havaittiin kokeilemalla, että maksimiarvo ilman järjestelmän suuria värähtelyjä on noin 8000, optimaalisen arvon kuitenkin ollessa vielä reilusti tätä pienempi. I-termin kohdalla vaikutuksen toteaminen ei ollut yhtä suoraviivaista. Kokeilujen jälkeen oli kuitenkin selvää, että optimaalinen arvo löytyy tuhannen alapuolelta, sillä suuremmilla arvoilla järjestelmän värähtelyt kasvavat liian voimakkaiksi.

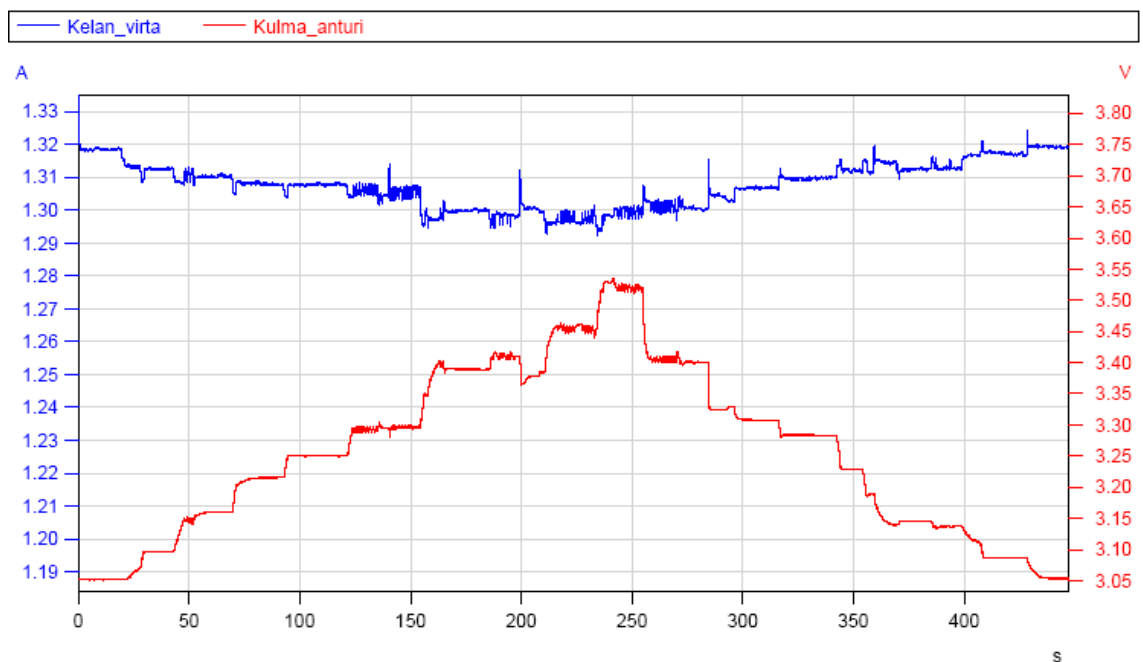
Seuraavaksi esitetään mittaustuloksia eräistä pyörimisnopeussäädön testiajoista. Ensimmäisenä esiteltävässä testiajossa puhaltimien pyörimisnopeuteen suoraan verrannollista jäähdytyslämpötilaa nostettiin aste kerrallaan ylöspäin, ja tämän jälkeen vastaavalla tavalla alaspäin. Lämpötilan muutosväliksi määritettiin 20 °C-astetta, joka vastaa puhaltimien pienimmän ja suurimman pyörimisnopeuden väliä. Lämpötilan säätöalue on tällöin 80 – 100 °C-astetta. Puhaltimien pienimmäksi pyörimisnopeudeksi määritettiin 10 Hz, eli 600 kierrosta minuutissa, sekä suurimmaksi pyörimisnopeudeksi 35 Hz, eli 2100 kierrosta minuutissa. Edellä kuvailtujen määrittelyjen perusteella voidaan laskea, paljonko yhden asteen lämpötilamuutos pitäisi vaikuttaa puhaltimien pyörimisnopeuteen. Ohjausjärjestelmän pulssi-input tunnistaa pyörimisnopeuden muutoksia yhden hertsin välein, joten pienin havaittava muutos pyörimisnopeudessa on 60 kierrosta minuutissa. Tästä seuraa se, että yhden hertsin määrittysvirhe ohjausjärjestelmän pulssitaajuuden laskennassa aiheuttaa kohtalaisen suuren virheen puhaltimien pyörimisnopeudessa. Järjestelmän toiminnan seuraamisen kannalta helpoin pyörimisnopeusväli on 10 – 30 Hz, jolloin yhden asteen lämpötilamuutosta vastaa aina yhden hertsin kierrosnopeuden muutos. Kyseinen pyörimisnopeusväli otettiin käyttöön testauksen edetessä, sillä se helpotti säädön vaikutuksien havaitsemista. Kuvassa 8.3 on esitetty puhaltimien ja pumpun pyörimisnopeuskuvaajat asteittaisilla lämpötilan nostoilla ja laskuilla suoritettusta testiajosta. PID-säätimen parametreina on käytetty seuraavia vahvistuksien arvoja: $P = 2500$, $I = 250$ ja $D = 0$.



Kuva 8.3. Puhaltimien ja pumpun pyörimisnopeuskuvaajat.

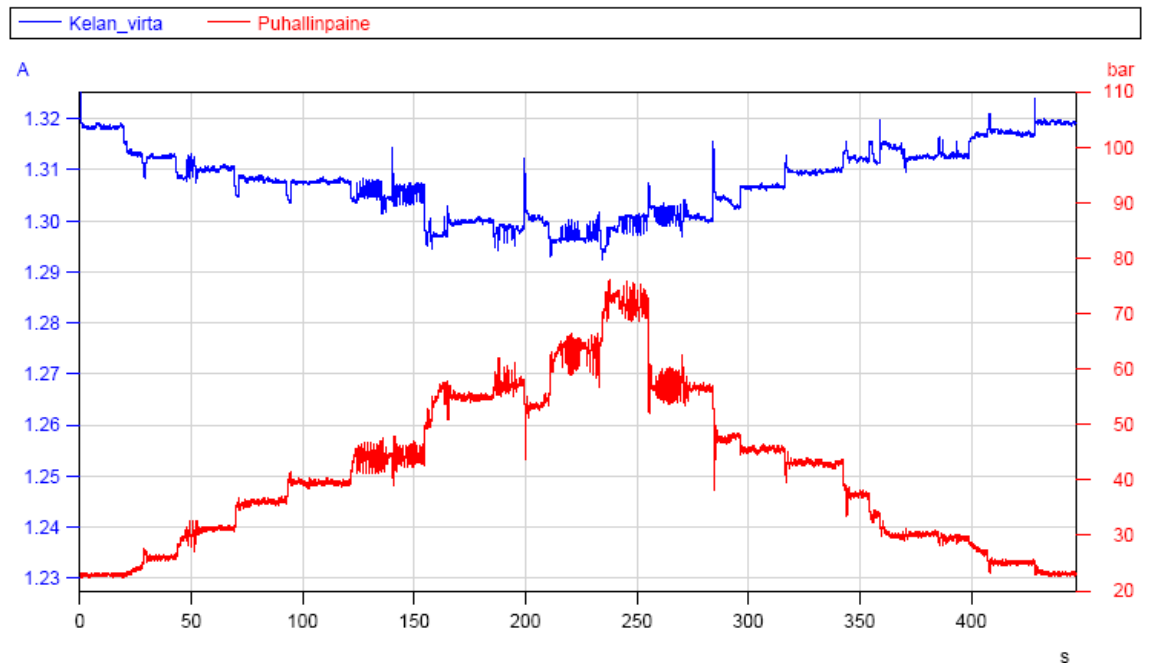
Kuvassa 8.3 on esitetty puhaltimien pyörimisnopeus sinisellä värillä ja pumpun pyörimisnopeus punaisella värillä. Pumpun pyörimisnopeutena on tässä mittauksessa ollut noin 1800 rpm. Kuvasta havaitaan, että puhaltimien pyörimisnopeus muuttuu suhteellisen maltillisesti, eikä siinä esiinny suurempia värähtelyjä. Pyörimisnopeus asettuu lisäksi nopeasti lähelle haluttua arvoa. Tästä voidaan päätellä, että PID-säätimen vahvistuksen P-termi on suuruusluokaltaan lähellä sopivaa arvoa. Tätä ajatusta tukee myös se, että pyörimisnopeus laskee samalle tasolle laskettaessa lämpötila takaisin minimiarvoon noin 430 sekunnin kohdalla. Säädön yhteydessä esiintyy kuitenkin satunnaisia ongelmia, jotka voidaan havaita kuvasta 8.3. Virheitä esiintyy satunnaisesti yksittäisissä lämpötilan nostoissa tai laskuissa. Tämä johtuu todennäköisesti Epecin pulssilaskurin määrittämästä pulssitaajuudesta. Puhaltimien pyörimisnopeus ei välttämättä nouse yhtään yhden asteen lämpötilan noston yhteydessä, mutta saattaa seuraavalla nostolla kasvaa kahdella hertsillä. Laskemalla voidaan todeta, että yhden hertsin muutos puhaltimien pyörimisnopeudessa vaatii noin 3,5 l/min muutoksen pumpun tuottamassa tilavuusvirrassa, pumpun pyörimisnopeuden ollessa lähes vakio 1800 rpm.

Kuvassa 8.4 on esitetty vinolevyn kulma-anturin jännitesignaalin ja säätimen kelan virtasignaalin kuvaajat samasta mittauksesta. Säätimen kelan virtasignaalin kuvaajasta voidaan tehdä se johtopäätös, että säätöliikkeeseen tarvittava virran muutoksen suuruusluokka on erittäin pieni ja muutos aika nopea. Suurimmat säädön aikana tapahtuvat virran muutokset ovat tässä mittauksessa noin 10 milliampeerin tasolla. Ohjausjärjestelmässä ei käytetä virtamittausta eli virtasignaalin takaisinkytkentää, jolloin virtasignaalin taso muuttuu hieman mittauksen aikana. Tämä johtuu siitä, että Epecin moduulien virtamittaus toimii yhden ampeerin virta-arvoon saakka. Säätöliikkeen suorittaa kuitenkin aina kyseisestä tasosta poikkeava virtapiikki. Kuvasta havaitaan, että vinolevyn liike on suhteellisen stabiilia, vaikka säätimen toiminta aiheuttaa siihen välillä ylimää räisiä liikkeitä. Suuria värähtelyjä liikkeessä ei kuitenkaan esiinny mittauksen aikana.



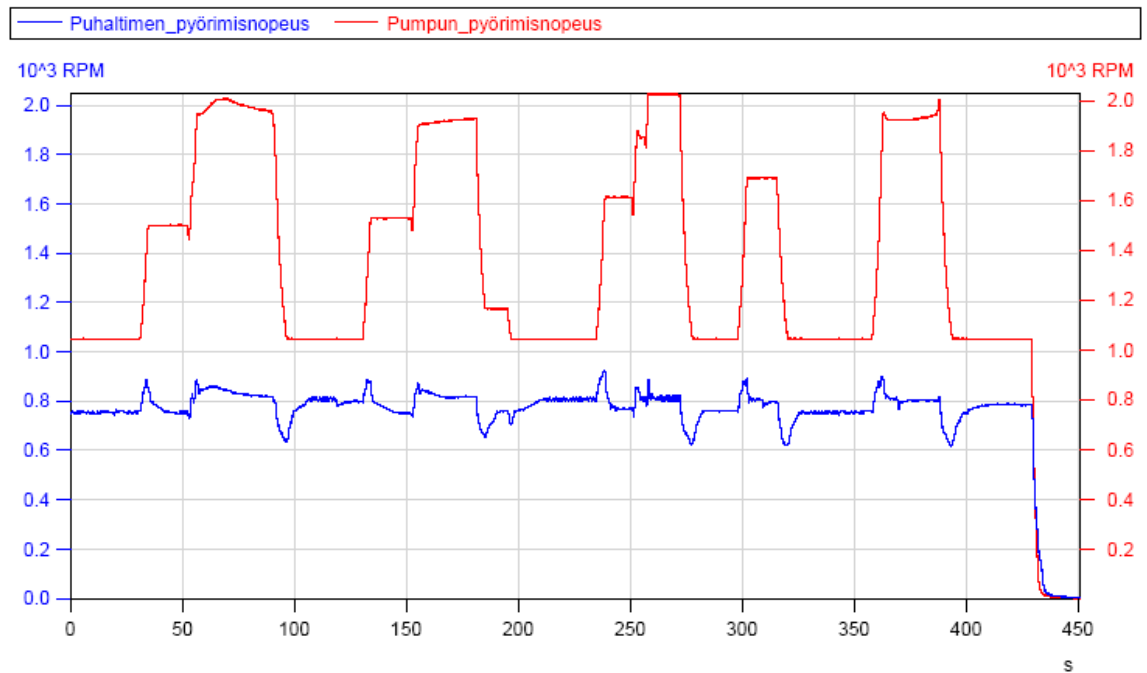
Kuva 8.4. Säätimen kelan virtasignaalin ja kulma-anturin ulostulosignaalin kuvaajat.

Kuvassa 8.5 on esitetty vielä säätimen kelan virran ja puhaltimien yhteisen paineen kuvaajat. Puhallinpaineen kuvaajasta havaitaan, että painevärtelyt pysyvät koko mittauksen ajan alle viiden barin tasolla, lukuun ottamatta muutamaa yksittäistä painepiikkiä lämpötilan noston ja laskun aikaisilla hetkillä. Nämäkin yksittäiset painepiikit pysyvät alle kymmenen barin tasolla, joten liian suuria painevärtelyjä järjestelmässä ei missään vaiheessa testiajoa esiinny. Puhaltimia ei ajettu tässä testissä maksiminopeudella, mutta kulma-anturin tasaisen ulostulosignaalin perusteella voidaan olettaa, että painevärtelyt pysyisivät samalla tasolla suuremmillakin pyörimisnopeuksilla.



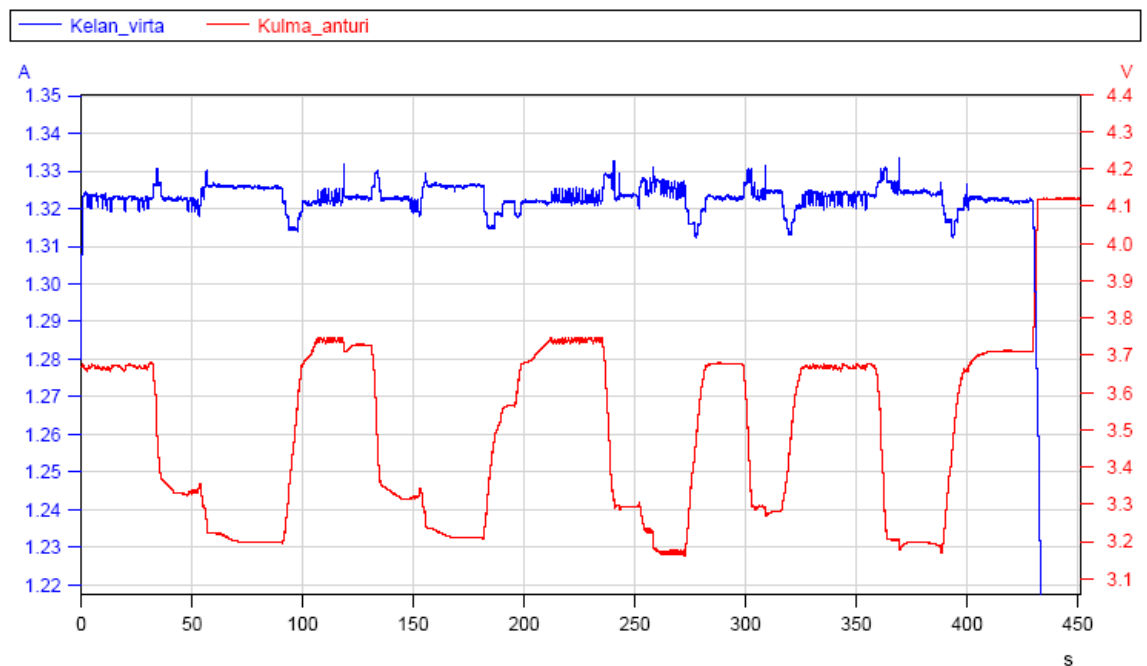
Kuva 8.5. Säätimen kelan virtasignaalin ja puhallinpaineen kuvaajat.

Seuraavaksi esiteltävä testiajo suoritettiin muuttamalla pumpun kierrosnopeuksia edestakaisin, jolloin puhaltimien pyörimisnopeuden pitäisi pysyä lämpötilan määräämässä vakioarvossa. Pumpun pyörimisnopeuden muuttaminen vastaa tilannetta, jolloin todellisessa koneessa muutetaan kaasupolkimen asentoa. Säästöparametrien vaikutus tähän ominaisuuteen oli huomattavan suuri ja niiden hienosäätö vaati useita testiajoja. PID-säätimen parametrit saatiin viritettyä kohtalaisen hyvin toimiviksi, sillä puhaltimien pyörimisnopeus pysyi hyvin lähellä vakioarvoa suurillakin pumpun pyörimisnopeuden muutoksilla. Seuraavan sivun kuvassa 8.6 esitetyissä mittaustuloksissa PID-säätimen vahvistuksien arvoina käytettiin seuraavia: $P = 2300$, $I = 200$ ja $D = 40$. Kuvasta 8.6 nähdään, että puhaltimien pyörimisnopeus pysyy noin 50 rpm:n sisällä koko mittauksen ajan, vaikka pumpun pyörimisnopeuteen tehdään suuria ja nopeita muutoksia. Säästö toimii ainakin tässä mielessä hyvin.

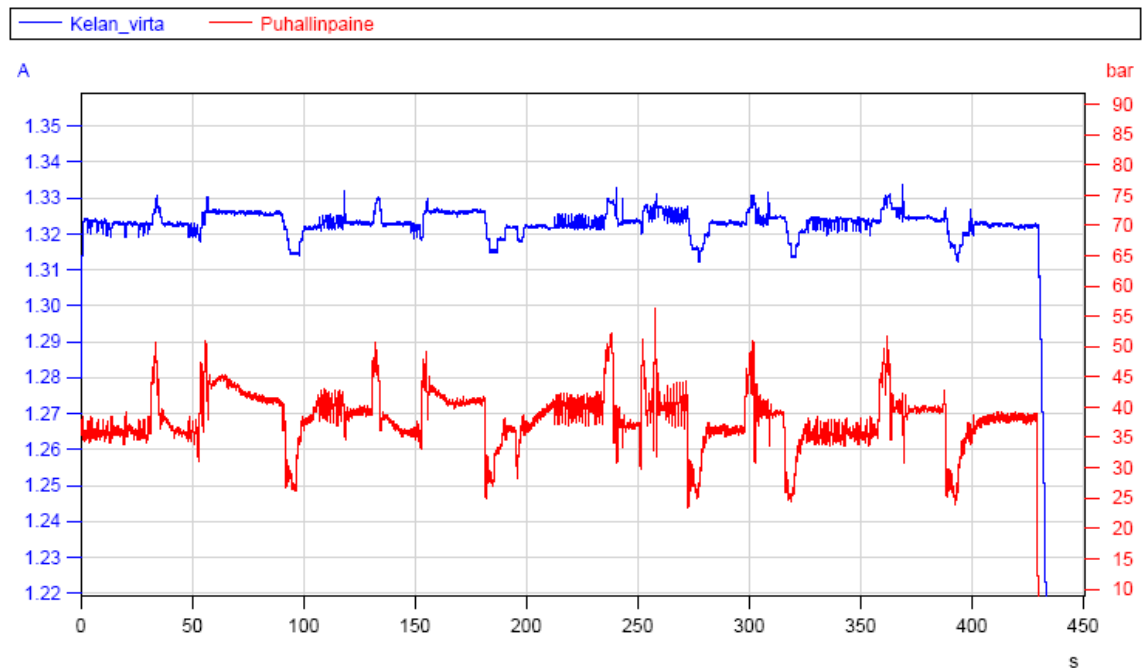


Kuva 8.6. Puhaltimien ja pumpun pyörimisnopeuskuvaajat puhaltimien kierrosten pysyvyydestistä.

Pitää kuitenkin muistaa, että puhaltimien pyörimisnopeuden pysyminen vakioarvossa ei ole ainoa tarkasteltava asia kyseisessä mittauksessa. Tämän lisäksi pitää huomioida järjestelmän painevärähtelyt, jotka aiheutuvat pumpun pyörimisnopeuden muutoksista. Kuvassa 8.7 on esitetty säätimen kelan virtasignaalin ja kulma-anturin ulostulosignaalin kuvaajat samasta mittauksesta. Kuvasta nähdään, että kelan virtasignaalin muutokset ovat samalla tasolla kuin ensimmäisenä esitetyn testiajon tapauksessa. Seuraavan sivun kuvassa 8.8 on vielä esitetty kelan virtasignaalin ja puhallinpaineen kuvaajat kyseisestä mittauksesta.



Kuva 8.7. Säätimen kelan virtasignaalin ja kulma-anturin ulostulosignaalin kuvaajat.



Kuva 8.8. Säätimen kelan virtasignaalin ja puhallinpaineen kuvaajat.

Kuvasta 8.8 havaitaan, ettei puhallinpaine jää suuremmin värähtelemään yksittäisten muutosten jälkeen. Paine kuitenkin värähtelee jatkuvasti hieman, johtuen osittain PID-säätimen suhteellisen suurista vahvistuksista. Kuvasta 8.8 havaittavat painevärähtelyt eivät kuitenkaan ole haitallisia puhallinkäytön tai pumpun toiminnan kannalta. Toisaalta pienemmillä vahvistuksien arvoilla haluttuja puhaltimen kierrosnopeuksia ei saavuteta ja myös painetaso pysyvyys tulee tällöin huonommaksi. Tätä asiaa tutkittiin myös useiden testiajojen avulla. Edellä esitellyssä testiajossa käytetty painetaso on ollut suhteellisen alhaalla, noin 40 barissa.

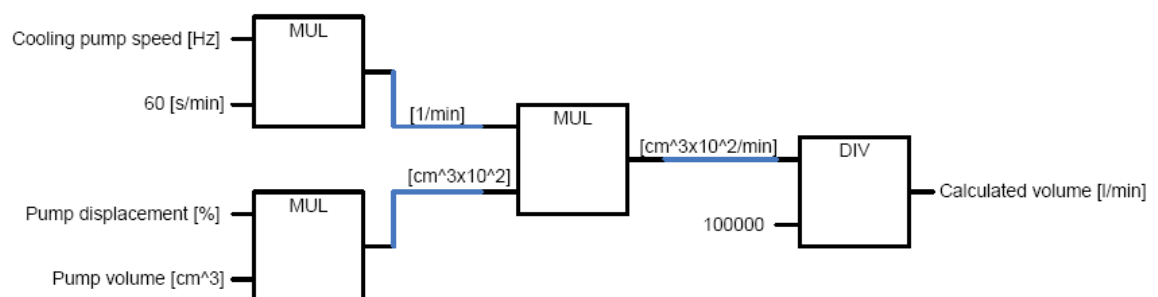
Suurin ongelmakohta nykyisessä järjestelmässä on ollut puhaltimien käyttö kylmällä dieselmoottorilla, jolloin jäähdytystarve on pieni. Tällöin puhaltimet eivät vielä pyöri erityisen kovaa ja painetaso on alhainen. Dieselmoottorin kierroksia nopeasti muutettaessa järjestelmä on saattanut jäädä värähtelemään ja suuria painepiikkejä on samassa yhteydessä esiintynyt. Edellä esitelty testiajo edustaa tätä tilannetta. Suuria painepiikkejä ei mittaustulosten perusteella esiintynyt ja järjestelmä toimi hyvin valituilla PID-säätimen vahvistuksilla. Järjestelmä ei myöskään jäänyt värähtelemään pysyvästi pumpun kierrosnopeuksien muutosten jälkeen. Näiden testien perusteella voidaan todeta, että järjestelmä saatiin toimimaan halutulla tavalla.

Painevärähtelyjen muodostumista tutkittiin myös siten, että puhaltimia käytettiin lähellä niiden maksimikierrosnopeutta, eli määrittäen ohjausjärjestelmän kautta suuri jäähdytyslämpötila. Tällöin pumpun tuotto ei enää riitä vastaamaan tarvittavaa tilavuusvirran arvoa pienillä pumpun pyörimisnopeuksilla. Tämän tyyppisellä testillä saadaan lisää tietoa säätimen toiminnasta ja järjestelmään mahdollisesti muodostuvista painevärähtelyistä. Suoritettujen testien perusteella suuria painevärähtelyjä ei esiintynyt tässäkin tilanteessa, kun vahvistuksien arvot oli haettu sopiviksi. Pyörimisnopeussäädön osalta voidaan tehdä johtopäätös, että järjestelmä saadaan toimimaan ilman suuria pai-

nevärahtelyjä, mutta säädön tarkkuudessa saattaa helposti esiintyä virhettä Epecin puls-laskurin määrittämän pyörimistaajuuden virheen takia. Laskurin havaitsema pienin pyörimisnopeuden muutos on yksi hertsi eli 60 kierrosta minuutissa. Myös PID-säätimen vahvistusten arvojen määrittäminen saattaa tuottaa ongelmia, kun järjestelmän halutaan toimivan kaikissa tilanteissa parhaalla mahdollisella tavalla. Säätötavan testaus pitää vielä tämän työn testien jälkeen suorittaa todellisessa koneessa. Todellisessa koneessa on se hyvä puoli, että vahvistukset pitää hakea kerran kohdalleen, jonka jälkeen järjestelmän pitäisi toimia jatkuvasti samalla tavalla.

8.2.2 Tilavuusvirtasäätö

Puhaltimien pyörimisnopeussäätö saatiin suhteellisen hyvin toimivaksi, ja testeissä päätettiin keskittyä seuraavaksi tilavuusvirran säätöön vinolevyn kulma-anturin antaman signaalin perusteella. Tilavuusvirtasäädön yhteydessä pumpun ohjausohjelmiston käyttö tilavuusvirran laskennassa on välttämätöntä. Tilavuusvirtasäädön ideana on säätää pumpulta haluttu tilavuusvirta, joka on suoraan verrannollinen jäähdytettävään lämpötilaan. Pumpun pyörimisnopeuden muutos ei saa vaikuttaa merkittävästi tilavuusvirran arvoon. Pelkän pumpun vinolevyn kulmatiedon käyttäminen takaisinkytkentäsuureena ei ole toimiva ratkaisu puhallinkäytössä. Tämä johtaisi siihen, että pumpun pyörimisnopeuden muuttuessa säädin pyrkisi pitämään vinolevyn kulman vakiona, joka puolestaan muuttaisi pumpun tuottoa. Tällöin puhaltimien pyörimisnopeus kasvaa tai laskee, vaikka jäähdytyslämpötila ei välttämättä muuttuisikaan. Vinolevyn kulmatieto tarvitaan kuitenkin toteutuneen tilavuusvirta-arvon laskennassa. Tilavuusvirran laskennan suorittava lohkokaaavio on sisällytetty pumpun ohjausohjelmistoon. Kyseisen laskennan suorittava osa koodista on esitetty kuvassa 8.9. Pumpun vinolevyn kulma on ilmoitettu suhteellisenä arvona välillä 0 – 100 prosenttia. Lohkokaaavioesitys tilavuusvirtasäädön toimintaperiaatteesta on esitetty työn lopussa olevassa liitteessä 2.



Kuva 8.9. Pumpulta halutun tilavuusvirta-arvon laskenta.

Ohjelmisto päivitettiin Epecin moduulille, jonka jälkeen säätötavan todettiin toimivan periaatetasolla oikein. Tilavuusvirran minimiarvoksi määritettiin 30 litraa minuutissa, jota vastaa lämpötilan arvo 80 °C-astetta. Tilavuusvirran maksimiarvoksi puolestaan määritettiin 130 litraa minuutissa, jota vastaa lämpötilan arvo 100 °C-astetta. Tilavuusvirtojen ja lämpötilojen raja-arvot ovat suoraan parametreilla asetettavissa ohjausjärjestelmän näytöltä. Edellisten määrittelyjen perusteella yhden asteen lämpötilan muutosta

vastaa tilavuusvirran muutos viisi litraa minuutissa. Ohjelmiston ensimmäisten testien perusteella vaikutti siltä, että tilavuusvirtasäätö toimii hyvin.

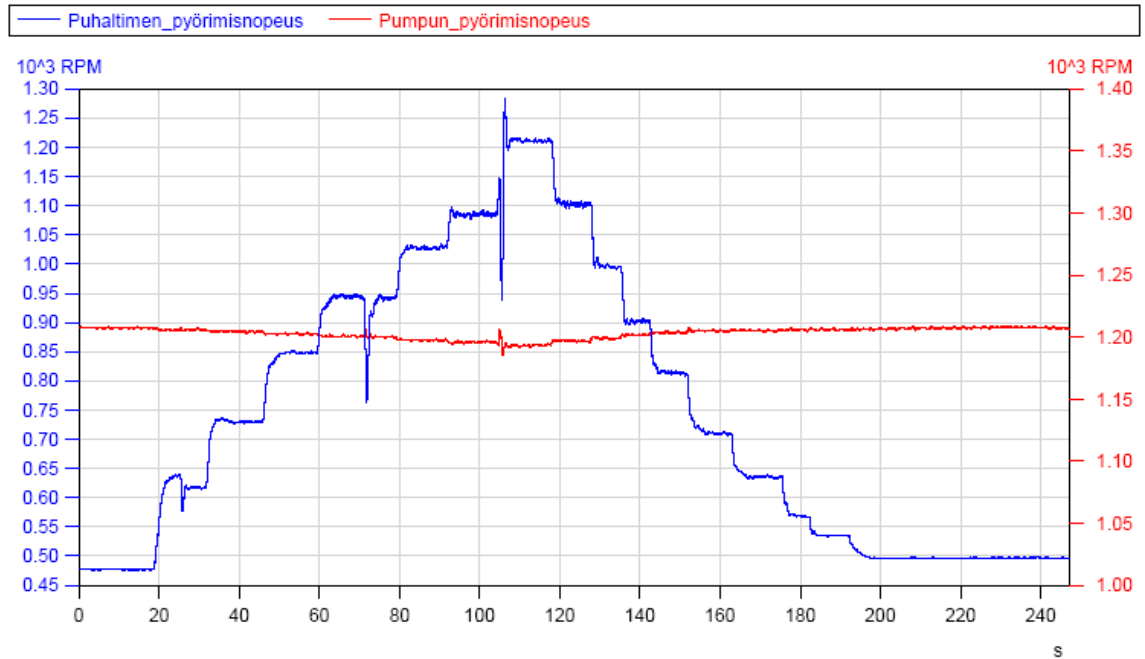
Parametrien säätäminen ja järjestelmän virittäminen toimivaksi osoittautui lopulta odotettua haastavammaksi tehtäväksi. Erilaisia kokeiluja ja testiajoja jouduttiin suorittamaan erittäin paljon. Ongelmaksi muodostui lähinnä säädettyjen tilavuusvirta-arvojen toistettavuus peräkkäisillä lämpötilan nostoilla ja laskuilla. Tilavuusvirran mittausta päätettiin ottaa mukaan testien loppuvaiheessa, jolloin pumpun painelinjaan asennettiin tilavuusvirtaa mittaava turbiinianturi. Mittaus helpottaa tilavuusvirtasäädön toiminnan seuraamista, vaikka tilavuusvirran arvo nähdään reaaliajassa myös testikoneikon näytöltä. Mittaus auttaa säädön vaikutuksien seuraamista tilavuusvirtakuvaajan perusteella.

Seuraavaksi esitellään mittaustuloksia eräistä tilavuusvirtasäädön testiajoista. Tilavuusvirtasäädön osalta on pyritty testaamaan samoja ominaisuuksia kuin pyörimisnopeussäädöllä. Ensimmäisenä esiteltävässä testiajossa puhaltimien pyörimisnopeuteen suoraan verrannollista jäähdytyslämpötilaa nostettiin aste kerrallaan ylöspäin ja tämän jälkeen laskettiin vastaavalla tavalla alaspäin. Seuraavan sivun kuvassa 8.10 on esitetty puhaltimien ja pumpun pyörimisnopeuskuvaajat kyseisestä testiajosta. Tätä mittausta ennen oli suoritettu useita testejä sopivien parametriarvojen haarukoimiseksi. PID-säätimen vahvistuksien arvoina on käytetty tässä mittauksessa seuraavia: $P = 1600$, $I = 200$ ja $D = 100$. Puhaltimien pyörimisnopeuden ajan suhteen esittävä kuvaaja osoittaa hyvin edellä mainitun ongelman vaikutuksen säätöön. Säätö toimii siinä mielessä hyvin, että puhaltimien pyörimisnopeus asettuu lämpötilan muutoksen jälkeen tasaisesti uuteen arvoon. Ongelma ilmenee siten, että yhden asteen lämpötilamuutoksen aiheuttamat muutokset pyörimisnopeudessa eivät ole tasavälisiä. Lisäksi lämpötilaa laskettaessa pyörimisnopeus ei muutu samalla tavalla kuin nostettaessa. Puhallinkäytössä pieni säätövirhe ei kuitenkaan ole ratkaiseva tekijä, jos suuria värähtelyjä ei esiinny ja säätö toimii koko ajan haluttuun suuntaan. Ongelman voidaan tässäkin tapauksessa olettaa johtuvan Epecin pulssilaskurin määrittämästä pyörimistaajuudesta, jota käytetään suoraan toteutuneen tilavuusvirta-arvon laskennassa.

Edellä kuvailtu ominaisuus ei kuitenkaan ole ainoa ongelma järjestelmän toiminnassa. Kuvasta 8.10 havaitaan, että puhaltimien pyörimisnopeudessa tapahtuu kaksi suurta hyppäystä, jotka tasoittuvat nopeasti yhden suuren piikin jälkeen. Järjestelmässä esiintyy samalla hetkellä käytettyyn painetasoon nähden suuri painepiikki. Sama ongelma toistui hyvin monissa testiajoissa, eikä parametrien muutos tuntunut vaikuttavan asiaan millään tavalla. Ongelma on siinä suhteessa mielenkiintoinen, että se ei tapahdu ainoastaan lämpötilan muutoshetkellä, vaan saattaa esiintyä myös siinä vaiheessa, kun pyörimisnopeus on jo asettunut hyvin tiettyyn arvoon. Tämän perusteella voisi päätellä, että ongelma ei aiheudu PID-säätimen toiminnasta. Nopeita säätöliikkeitä ei pitäisi tapahtua enää puhaltimien pyörimisnopeuden asetuttua tiettyyn arvoon.

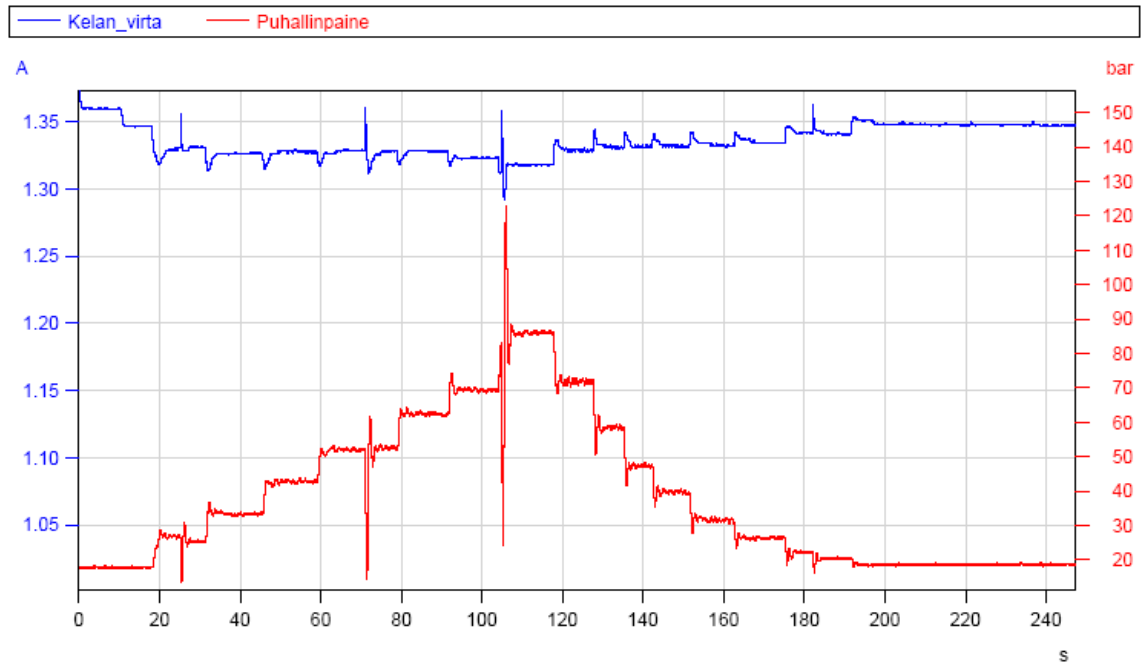
Mittaustulosten tarkemman analysoinnin jälkeen tultiin siihen tulokseen, että muutos tapahtuu ensimmäisenä pumpun säätimen kelalle menevässä virtasignaalisissa, josta seuraavat muut ilmiöt. Äkillinen virtapiikki aiheuttaa hyvin nopean liikkeen pumpun vinolevyssä, josta puolestaan seuraa käytettyyn painetasoon nähden suuri piikkipaine.

Kelan virransyötön välissä käytetään virtamuunninta, jonka kautta virtasignaali luetaan mittalaitteistossa. Satunnaiset virtapiikit saattaisivat aiheutua tästä, mutta ongelma ei poistunut, vaikka virtamittaus otettiin välistä pois. Toinen mahdollinen ongelmakohta voisi olla maadoitusvika, mutta tarkastelun jälkeen ei löydetty mitään tähän viittaavaa. Ongelma jäi siten vielä tässä vaiheessa selvittämättä. Tämä hankaloitti huomattavasti tilavuusvirtasäädön testausta, sillä järjestelmää ei uskallettu ajaa lähelläkään maksimipaineita. Järjestelmässä on paineenrajoitusventtiili, jonka kiinteä asetusarvo on 350 baria. Suuret painevärähtelyt saattavat silti pidempiaikaisesti jatkuvina irrottaa jonkin koneikon liittimistä, eikä tätä riskiä haluttu ottaa sisätiloissa toimittaessa.

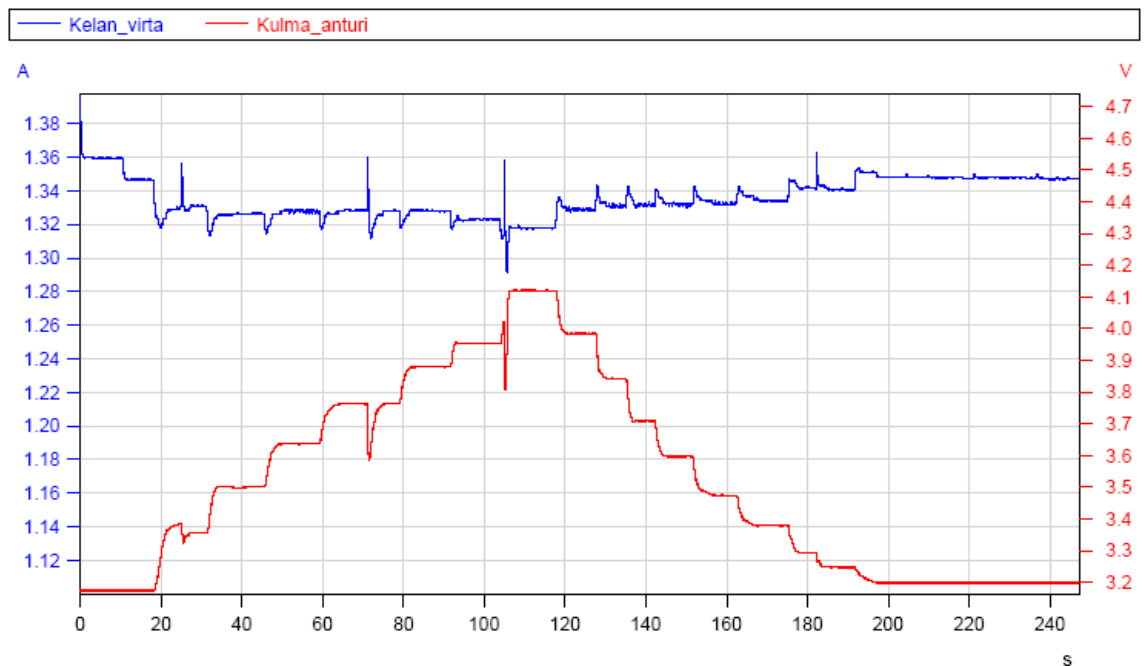


Kuva 8.10. Puhaltimien ja pumpun pyörimisnopeuskuvaajat asteittaisilla tilavuusvirran pyynnin muutoksilla tehdystä testistä.

Seuraavan sivun kuvassa 8.11 on esitetty samasta testiajasta säätimen kelan virtasignaalin ja puhaltimien paineen esittävät kuvaajat. Kuvasta havaitaan selkeästi suurimman virtapiikin aiheuttama noin 100 barin paineisku. Tämä virtapiikki on suuruudeltaan noin 50 milliampeeria, mutta se riittää silti aiheuttamaan suuren paineiskun. Järjestelmässä ei näiden yksittäisten paineiskujen lisäksi esiinny suuria painevärähtelyjä. Kuvassa 8.12 on vielä esitetty kelan virtasignaalin ja kulma-anturin ulostulosignaalin kuvaajat. Kuvasta havaitaan miten nopeasti vinolevyn kulman muutos tapahtuu suurimman virtapiikin aikana. Vinolevyn liike on kuitenkin muuten suoraviivaista ja pysyy säätöliikkeiden jälkeen tasaisena. Suoritettujen testien perusteella järjestelmä saadaan toimimaan riittävän hyvin, kun satunnaisten häiriöiden syy on saatu selvitettyä. Ongelma saattaa aiheutua myös ohjausjärjestelmän PID-säätimen toiminnasta, jolloin sen ominaisuuksiin ja toimintaan pitää perehtyä tarkemmin. Ongelma pitää joka tapauksessa selvittää ennen kuin säätötapaa sovelletaan todellisessa koneessa.



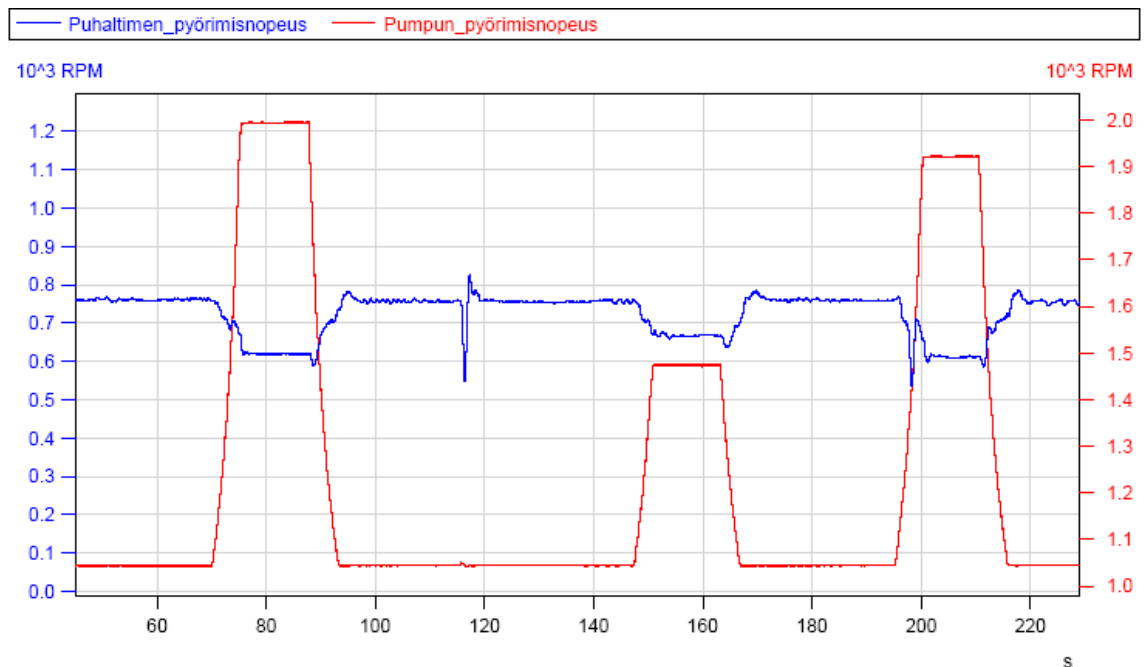
Kuva 8.11. Säätimen kelan virtasignaalin ja puhallinpaineen kuvaajat.



Kuva 8.12. Säätimen kelan virtasignaalin ja kulma-anturin ulostulosignaalin kuvaajat.

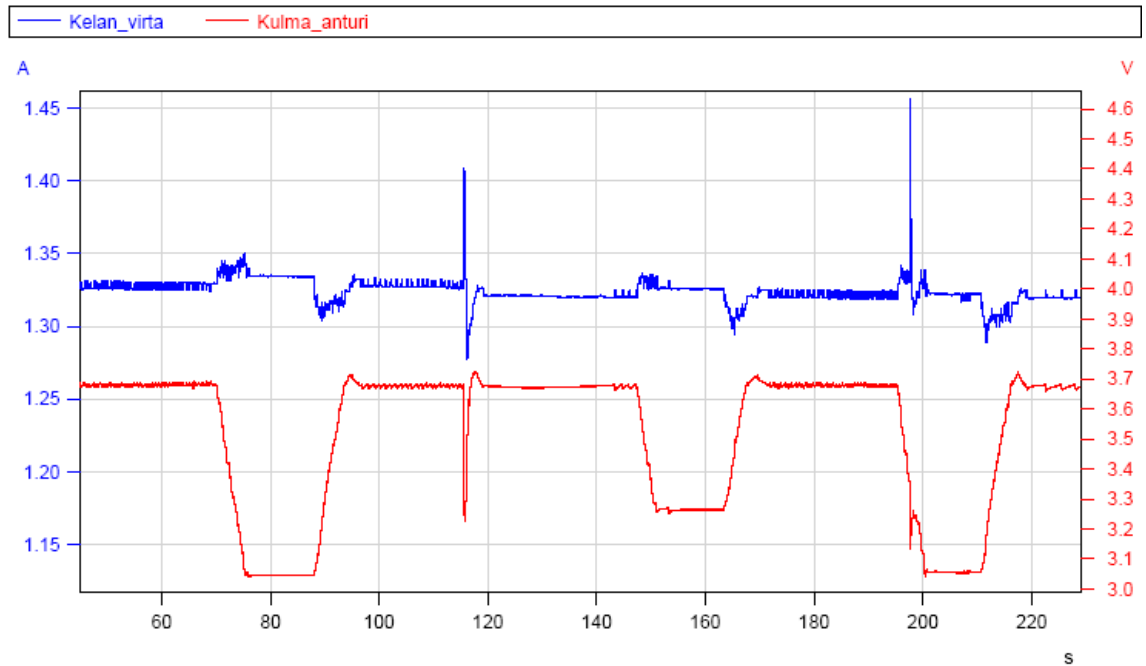
Testiajoja suoritettiin useita myös puhaltimien pyörimisnopeuden pysyvyyden tarkastelemiseksi, muuttaen pumpun pyörimisnopeutta edestakaisin. Seuraavaksi esiteltävässä testiajossa jäähdytyslämpötilaksi määritettiin 82 °C-astetta, jolloin puhaltimien pyörimisnopeus asettui noin 770 rpm:ään. Seuraavan sivun kuvassa 8.13 on esitetty Puhaltimien ja pumpun pyörimisnopeuskuvaajat tästä mittauksesta. PID-säätimen vahvistuksien arvoina käytettiin tässä testissä seuraavia: $P = 2800$, $I = 350$ ja $D = 4000$. Vahvistuksen D-termin eli ennakoivan osan pitää olla suhteellisen suuri verrattuna muihin termeihin, jotta se alkaa vaikuttaa halutulla tavalla. Pumpun pyörimisnopeutta kasvatettaessa havaitaan, että puhaltimien pyörimisnopeus putoaa hieman alkuperäisestä

tasosta. Kuvaajan perusteella havaitaan, että puhaltimien pyörimisnopeus putoaa suurilla pumpun pyörimisnopeuksilla yli 100 kierrosta minuutissa. Virheen voidaan olettaa aiheutuvan osittain PID-säätimen vahvistuksien arvoista ja osittain Epecin pulssilaskurin aiheuttamasta laskentavirheestä. Pumpun tuottaman tilavuusvirran laskemiseen käytetään suoraan Epecin pulssilaskurin määrittämää pumpun pyörimisnopeutta, joten yhden hertsin määrittämisvirhe aiheuttaa tietyn virheen tilavuusvirran laskentaan. Virhe voi tietysti olla myös aika ajoin enemmän kuin yksi hertsi. Puhaltimien pyörimisnopeuden ollessa asettuneena tiettyyn arvoon, saattaa säätöliikkeitä tapahtua myös siksi, että pulssilaskurin määrittämä arvo muuttuu. Tämä saattaa aiheutua siitä, että pumpun pyörimisnopeus ryömiä hieman testikoneikon hydrostaattisen voimansiirron toiminnasta johtuen. Asiaa havainnollistaa esimerkiksi sivulla 79 esitetty kuva 8.10, jossa pumpun pyörimisnopeutta on pyritty pitämään vakiona. Kuvan 8.13 mittaustuloksissa voidaan myös havaita kaksi yksittäistä piikkiä puhaltimien pyörimisnopeudessa, jotka aiheutuvat säätimen kelan virtasignaalin häiriöistä.

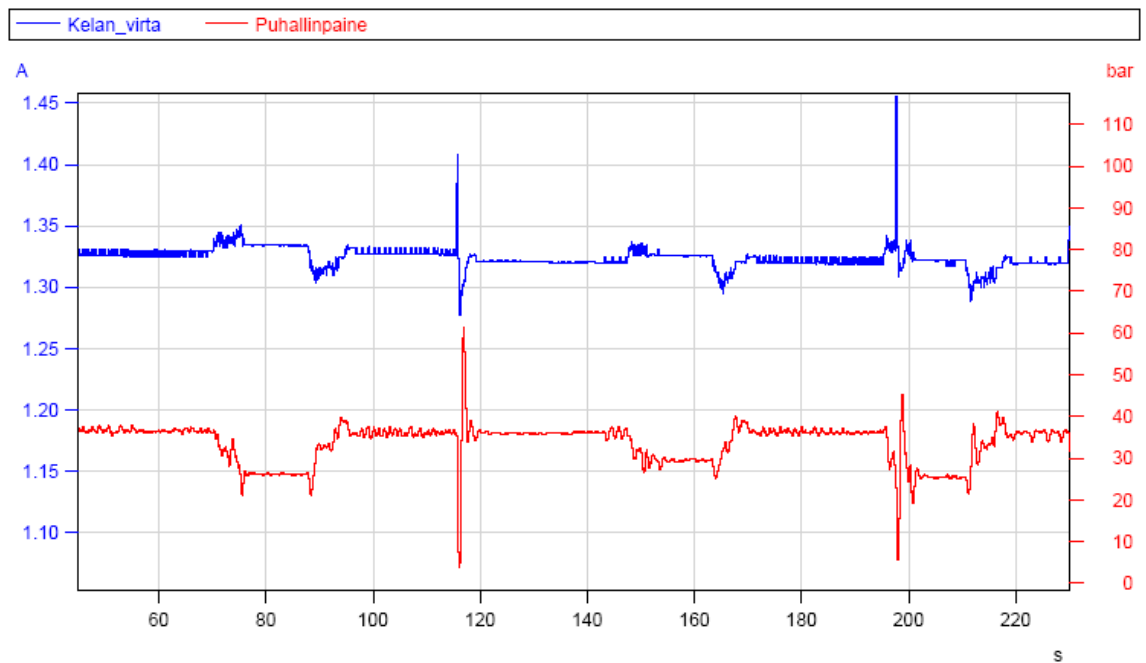


Kuva 8.13. Puhaltimien ja pumpun pyörimisnopeuskuvaajat puhaltimien kierrosten pysyvyydestä.

Seuraavan sivun kuvassa 8.14 on esitetty kelan virtasignaalin ja vinolevyn kulmaanturin ulostulosignaalin kuvaajat samasta testiajasta. Kuvan perusteella suurin virtapiikki on tässä mittauksessa ollut noin 140 milliampeeria. Pumpun vinolevyn liike on suhteellisen stabiilia, vaikka aseman muutoksessa tapahtuu pieniä ylityksiä pumpun pyörimisnopeutta laskettaessa. Kuvassa 8.15 on vielä esitetty kelan virtasignaalin ja puhallinpaineen kuvaajat. Kuvasta havaitaan, että järjestelmän painetason ollessa pieni, putoaa puhallinpaine virtapiikin aikana lähelle nollaa. Virtapiikkejä lukuun ottamatta järjestelmä toimii alle viiden barin painevärhähtelyillä koko mittauksen ajan.

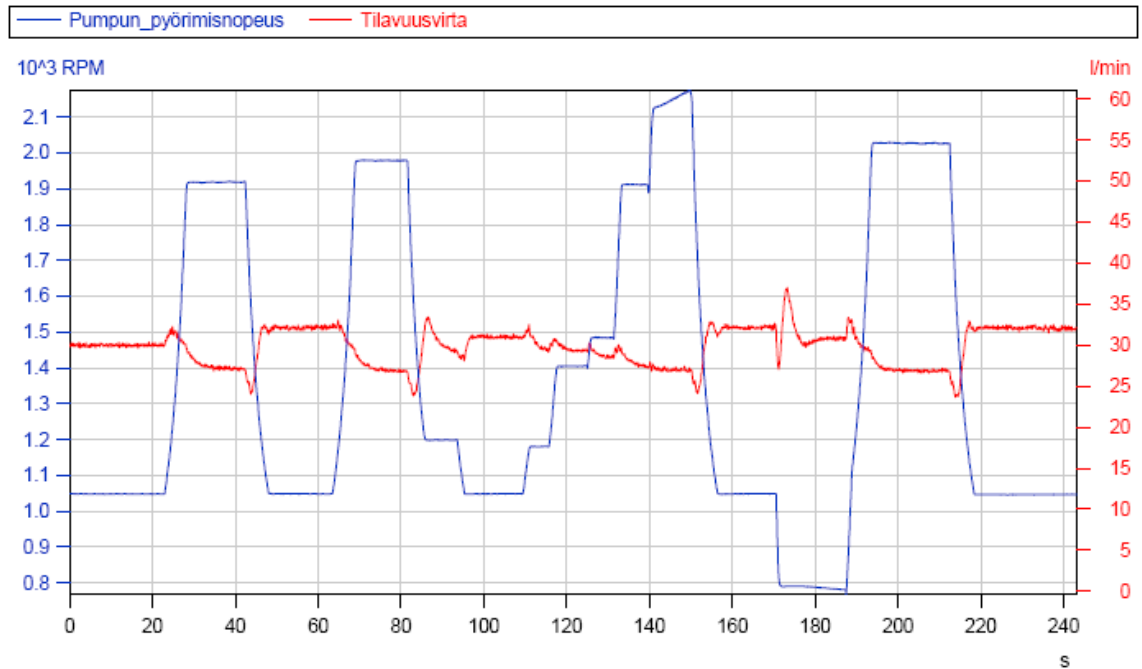


Kuva 8.14. Säätimen kelan virtasignaalin ja kulma-anturin ulostulosignaalin kuvaajat.



Kuva 8.15. Säätimen kelan virtasignaalin ja puhallinpaineen kuvaajat.

Seuraavaksi on esitelty vielä mittaustuloksia eräästä tilavuusvirtasäädöllä suoritettusta puhaltimien pyörimisnopeuden pysyvyytestistä, jossa on ollut mukana tilavuusvirran mittausta. Tilavuusvirran kuvaajasta saadaan selkeä kuva siitä, miten paljon tilavuusvirran arvo todellisuudessa muuttuu testin aikana. Seuraavan sivun kuvassa 8.16 on esitetty pumpun pyörimisnopeuden ja tilavuusvirran kuvaajat tästä testiajasta. Kuvasta havaitaan, että tilavuusvirran arvo pysyy noin 5 l/min sisällä koko mittauksen ajan, suurilla-kin pumpun pyörimisnopeuden muutoksilla.



Kuva 8.16. Pumpun pyörimisnopeuden ja tilavuusvirran kuvaajat puhaltimien kierrosten pysyvyytestistä.

Tilavuusvirtasäädön toiminta vaikutti testien perusteella lupaavalta, lukuun ottamatta satunnaisia virtapiikkejä, joista aiheutuu järjestelmän painetasoon nähden suuri paineisku. Säättötapaa pyrittiin silti tutkimaan mahdollisimman kattavasti pienemmillä painetasoilla. Testiajoja kertyi yhteensä noin sata tämän säätötavan osalta. Tilavuusvirtasäätö on käytännössä se säätötapa, jota Sandvikin tulevien tuotantokoneiden puhallinkäytöissä voidaan soveltaa. Tilavuusvirtasäätö on siinä mielessä yksinkertaisempi toteuttaa kuin pyörimisnopeussäätö, ettei puhaltimeen tarvitse erikseen integroida pyörimisnopeutta mittaavaa pulssianturia. Jotta säätötavan käyttö olisi mahdollista, pitää virtapiikkejä aiheuttava syy selvittää samassa yhteydessä, kun pumppua testataan todellisessa koneessa. Pyörimisnopeussäädön osalta kyseistä ongelmaa ei esiintynyt. Edellä esiteltujen mittauksen perusteella voidaan todeta, että vinolevyn kulman muutokset käyttäytyvät maltillisesti tilavuusvirtasäädössä. Uusi asema löytyy nopeasti, eikä siinä tapahdu enää tämän jälkeen suuria heilahteluja, kuten esimerkiksi kuvasta 8.12 voidaan havaita. Tilavuusvirtasäädön osalta pätee sama kuin pyörimisnopeussäädössä, eli säätötavan testaus pitää vielä näiden testien jälkeen suorittaa todellisessa koneessa. Painevärähtelyongelman voidaan olettaa poistuvan, kun satunnaisten virtapiikkien syy on saatu selvitettyä, ja järjestelmän parametriarvot haettua kohdalleen.

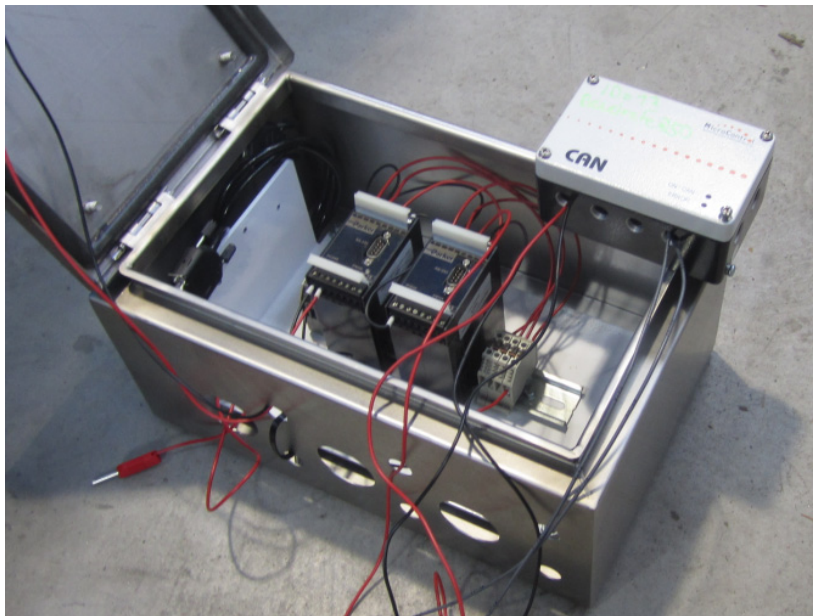
8.3 Testiajot Parkerin ulkoisten moduulien kautta

Järjestelmän testausvaiheessa korostettiin toiminnan testaamista koneen ohjausjärjestelmän kautta suoritettulla säädöllä. Tämä on käytännössä ainoa ratkaisu, jota tuotantokoneissa voidaan hyödyntää. Testeissä käytettiin paljon resursseja pumpun ohjausohjelmiston toiminnan hiomiseen. Järjestelmää haluttiin lisäksi testata Parkerin ulkoisten moduulien kautta ajettuna. Tällä järjestelyllä pyritään saamaan vertailukelpoisia tuloksia

koneen ohjausjärjestelmän kautta suoritettua säädön, sekä ulkoisten moduulien kautta suoritettua säädön väliselle toiminnalle.

Järjestelmän sähköiset kytkennät tehtiin liitteessä 4 esitetyn kytkentäkaavion mukaisesti. Anturisygnaalit käsitellään tässäkin tapauksessa ohjausjärjestelmässä, josta haluttu ulostulo syötetään analogiamuuntimen kautta ulkoiselle PID-säätimelle. PID-säätimeltä signaali kulkee proportionaaliventtiilin ohjausmoduulille, joka muuttaa jännitesignaalin pumpun säätimen kelalle syötettäväksi virta-arvoksi. Testauksessa päätettiin keskittyä ainoastaan tilavuusvirtasäätöön, sillä testipenkin käyttöön varattu aika oli loppumaisillaan. Testejä varten hankittua analogiamuunninta tarvitaan tässä vaiheessa, sillä tilavuusvirran arvot pitää muuntaa analogiseksi jännitteen arvoiksi. Lasketun tilavuusvirran jännitesignaalksi muunnettu arvo syötetään PID-säätimelle, kuten myös vastaavalla tavalla muunnettu tilavuusvirran pyyntiarvo. PID-säädin vertaa arvoja ja suorittaa säädön näiden välisen erosuureen perusteella.

PID-säädin ja proportionaaliventtiilin ohjausmoduuli asennettiin pieneen sähkökoteloon, jossa ne ovat suhteellisen hyvin suojassa ulkoiselta rasitukselta ja häiriöiltä. Kyseinen sähkökotelo sisältöineen on esitetty kuvassa 8.17. Molempien moduulien tarvitsema 24 voltin syöttöjännite saadaan ulkoiselta jännitelähteeltä, joka antaa syöttöjännitteen myös mittauskalle. Takaisinkytkentäsignaalin antavan anturin syöttöjännite voidaan ottaa moduulin kautta. Pumpun vinolevyn kulma-anturi tarvitsee viiden voltin syöttöjännitteen, joten se pitää ottaa ohjausjärjestelmästä, sillä moduulilta saatava syöttöjännite on 24 voltia.



Kuva 8.17. Sähkökotelo, johon Parkerin ulkoiset moduulit on asennettu.

Järjestelmän sähköisten kytkentöjen tekemisen jälkeen testaus kohdistui analogiamuuntimen toiminnan määrittämiseen, sekä moduulien parametritiedostojen muokkaamiseen Parkerin ProPxD-ohjelmistolla. Ulkoisille moduuleille tehtiin alustavat parametritiedostot jo järjestelmän ensimmäisen testausvaiheen aikana, jännitelähteen kaut-

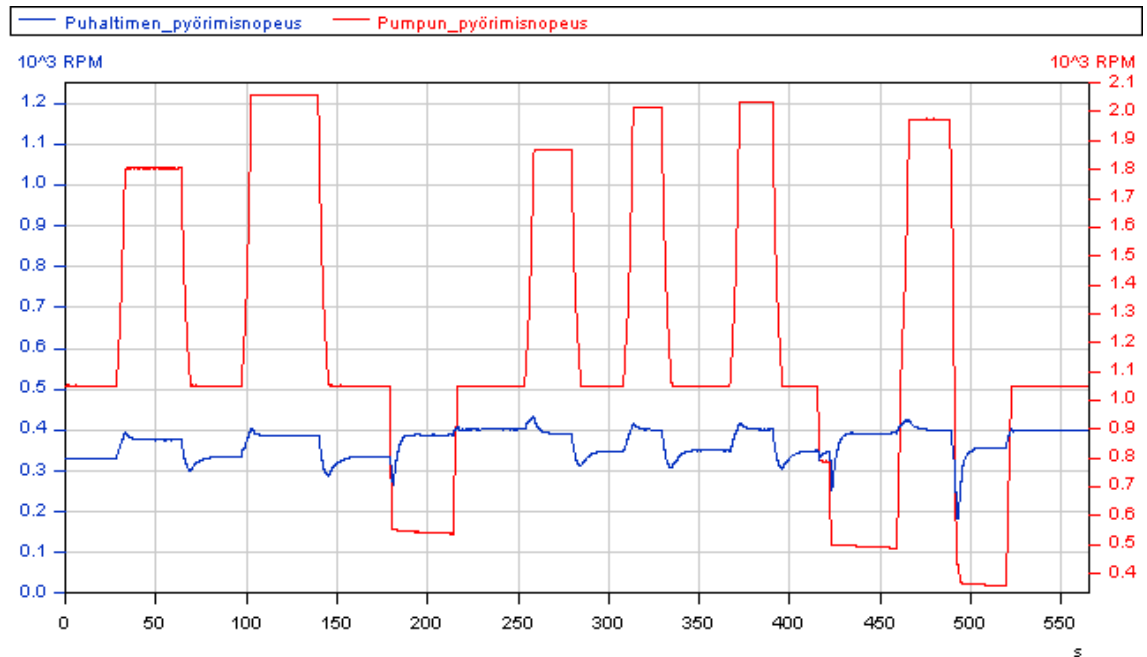
ta suoritettuna manuaalisen ajon yhteydessä. Parametreja lähdetään muokkaamaan näiden tiedostojen pohjalta.

Testausaikataulu oli tässä vaiheessa erittäin tiukka, sillä testipenkkiä tarvittiin myös muiden töiden tekemiseen. Tämän vuoksi testeissä päätettiin ensisijaisesti keskittyä tilavuusvirtasäätöön, joka on todennäköisin ratkaisuvaihtoehto todellisessa koneessa. Lisäksi säätötapa tilavuusvirran perusteella saattaa tarjota vastauksia ohjausjärjestelmän kautta suoritettussa säädössä esiintyneiden virtapiikkien syille. Jos virtapiikkejä ei esiinny ulkoisten moduulien kautta suoritettuna säädön kanssa, niin voidaan olettaa, että vika aiheutuu ohjausjärjestelmän PID-säätimen toiminnasta.

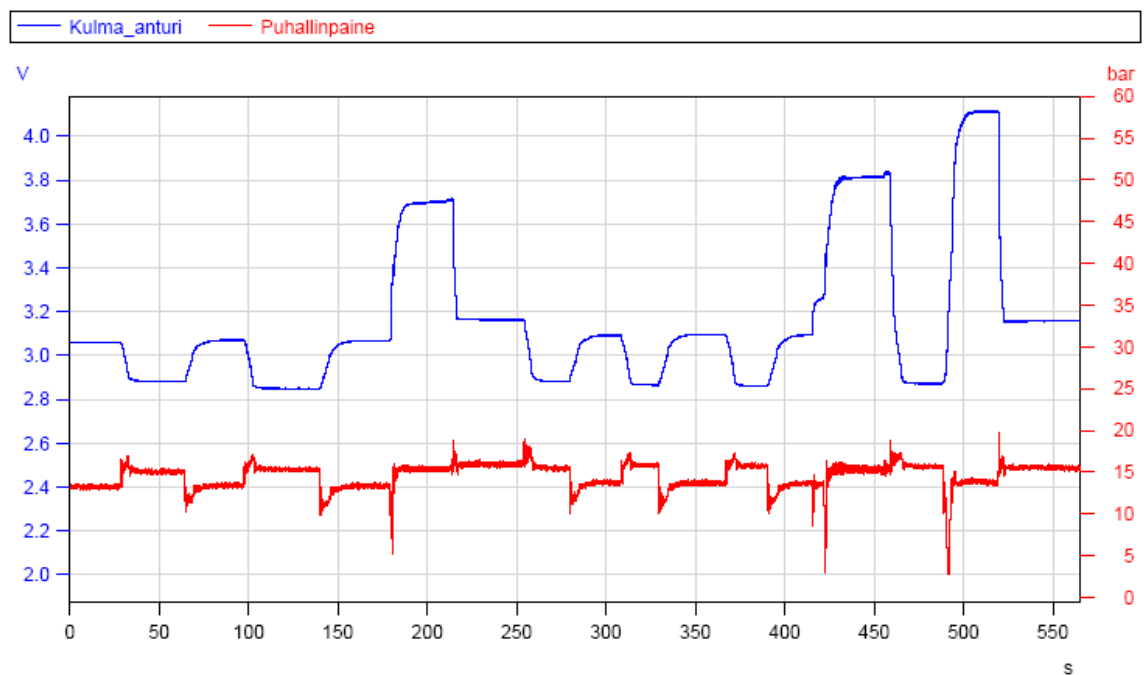
Analogiamuunnin konfiguroitiin CAN-väylälle siten, että se antaa ulostulona analogisen jännitesignaalin välillä 0 – 10 voltia. Konfigurointi suoritettiin siten, että PID-säätimen käskysignaalinä 0 voltia vastaa pienintä haluttua tilavuusvirran arvoa 30 l/min. Vastaavasti 10 voltin jännitesignaali vastaa suurinta tilavuusvirran arvoa 130 l/min. Tilavuusvirran arvot skaalataan lineaarisesti tämän jännitealueen välille. Samaa väliä vastaavat lämpötilan arvot välillä 80 – 100 °C-astetta. PID-säätimen sensor inputina käytetään ohjausjärjestelmän sisällä laskettua tilavuusvirran arvoa. Tilavuusvirta lasketaan pumpun vinolevyn kulma-anturin ulostulon sekä pumpun pyörimisnopeuden perusteella, kuten luvussa 8.2.2 esitettiin. PID-säätimelle annettava käskysignaali ja toteutunutta tilavuusvirran arvoa edustava jännitesignaali saadaan näin välillä 0 – 10 voltia, jonka ulkoinen PID-säädin pystyy käsittelemään.

Seuraavaksi esitellään joitain mittaustuloksia, joita lyhyen testiajan puitteissa ehditettiin suorittamaan. Mittauksia oli tarkoitus tehdä mahdollisimman paljon samoja ominaisuuksia testaten kuin ohjausjärjestelmän kautta suoritettuna tilavuusvirtasäädön yhteydessä. Ulkoisten moduulien parametritiedostojen muokkaaminen toimiviksi osoittautui hankalaksi tehtäväksi. Ongelmia aiheutti pumpun säätimen toiminta pitovirralla, johon virta-arvon pitää palata suoritettuna säätöliikkeen jälkeen. Tämä pitää toteuttaa virtasignaalin asetetun offsetin avulla, jolloin PID-säätimelle menevän erosuureen ollessa nolla pumpun säätimen kelalle syötetyn virtasignaalin arvo on 1,5 ampeeria. PID-säätimen parametrien toiminta jäi lyhyen testausajan takia osittain epäselväksi.

Seuraavan sivun kuvassa 8.18 on esitetty puhaltimien ja pumpun pyörimisnopeuskuvaajat eräästä testiajasta, jossa pumpun kierrosnopeutta on muutettu edestakaisin. Kuvaajien perusteella säätö näyttäisi toimivan periaatetasolla oikein. Täyttä varmuutta mittausta ei kuitenkaan anna, sillä puhaltimien pyörimisnopeus ja siten käytetty painetaso on erittäin alhainen. Kuvassa 8.19 on esitetty kulma-anturin ulostulosignaalin ja puhallinpaineen kuvaajat. Puhallinpaineen kuvaajan perusteella painetaso on vain hieman 15 barin yläpuolella. Tätä pienemmillä painetasoilla pumpun säädin ei pysty toimimaan.



Kuva 8.18. Puhaltimien ja pumpun pyörimisnopeuskuvaajat puhaltimien kierrosten pysyvyydestä.



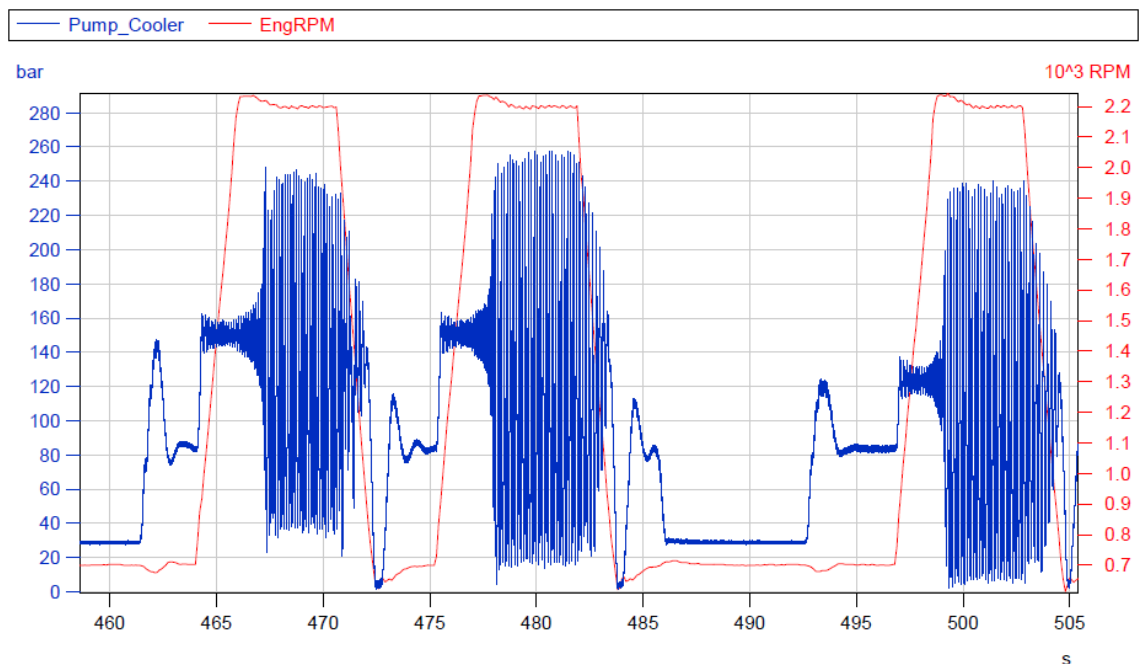
Kuva 8.19. Kulma-anturin ulostulosignaalin ja puhallinpaineen kuvaajat.

Suoritetun testauksen perusteella voidaan tehdä se johtopäätös, että riittävän vertailukelpoisia tuloksia ei ehditty ulkoisten moduulien avulla suoritetun säädön kanssa saamaan. Vastaavanlaisten testiajojen suorittaminen olisi käytännössä vaatinut ainakin yhden työviikon lisää testausaikaa. Ulkoiset moduulit voidaan kuitenkin tulevaisuudessa asentaa myös todelliseen koneeseen testimielessä, jolloin testausta voidaan jatkaa eteenpäin jo suoritettujen valmistelujen pohjalta. Moduulien asennusta varten on laadittu valmiit kytkentäkaaviot, joten ne on suhteellisen helppo virittää uudelleen käyttövalmiiksi.

8.4 Vertailu vanhaan järjestelmään

Alkuperäinen ongelma vanhalla pumpulla ja säätimellä oli suuret painevärähtelyt, jotka joissain tapauksissa rikkoivat kaksoispumpun välissä olevan tiivisteen. Ongelma muodostui siitä, että kaksoispumpun molempien pumppujen imulinjat ovat eri säiliöissä. Tiivisteen rikkoutumisen myötä öljyt eri säiliöissä pääsivät sekoittumaan, jolloin toinen säiliöistä tyhjeni ja toinen puolestaan täyttyi liikaa. Tätä tilannetta ei koneen toiminnan kannalta tietenkään voida sallia. Ongelmaan haettiin ratkaisua pumpun uudella säätötavalla, jossa säädetään pumpun tuottamaa tilavuusvirtaa tarpeen mukaisesti. Säättävän pitäisi olla puhallinkäytöissä huomattavasti stabiilimpi kuin painesäätöisen järjestelmän.

Kuvassa 8.20 on esitetty esimerkkitapaus nykyisellä järjestelmällä suoritetusta testitajosta todellisessa koneessa. Mittaus on suoritettu vielä tarkennettuna uudella puhallinkäyttöön suunnitellulla painesäätöisellä säätimellä. Painevärähtelyt pysyivät kuitenkin vastaavanlaisina kuin alkuperäisellä säätimellä testattuna. Kuvasta havaitaan, että pumpun paine värähtelee voimakkaasti tehtyjen muutosten jälkeen. Dieselmoottorin pyörimisnopeutta on tässä testissä ohjattu tyhjäkäynniltä täydelle kaasulle ja tästä takaisin tyhjäkäynnille useita kertoja ajon aikana. Kyseinen testi on tehty öljyn lämpötilan ollessa noin 25 °C-astetta. Suuria painevärähtelyjä tapahtuu dieselmoottorin kierrosnopeuden muutosten yhteydessä, joten pumppu menee todennäköisesti rikki ajan myötä.



Kuva 8.20. Esimerkkitapaus nykyisessä järjestelmässä esiintyneistä painevärähtelyistä.

Tuottosäätöisellä pumpulla suoritettujen testien perusteella painevärähtelyongelma saadaan poistumaan, kun järjestelmän parametrit viritetään kohdalleen. Suuria painevärähtelyjä ei vastaavanlaisilla ajoilla esiintynyt. Testit eivät tietenkään ole täysin vertailukelpoisia keskenään, mutta lopulliset johtopäätökset voidaan tehdä, kun säätötapaa on testattu todellisessa koneessa. Saavutettujen tulosten perusteella tilanne ainakin näyttää lupaavalta.

8.5 Kehitystyö tulevaisuudessa

Tuottosäätöisen pumpputestauksen seuraavan vaiheen tulisi olla pumpun asentaminen todelliseen koneeseen ja vastaavanlaisten testiäjojen suorittaminen tässä yhteydessä. Testejä tarvitaan vielä lisää, mutta testaus pystytään toteuttamaan tämän työn pohjalta helposti todellisessa koneessa. Pumpun ohjausohjelmisto on suunniteltu toimintavalmiiksi tämän työn aikana, ja testien jatkaminen vaatii käytännössä pumpun kiinnittämisen koneeseen, mittalaitteiston asentamisen ja tulosten analysoinnin. Valmis mittapohja on myös olemassa, joten vertailukelpoisia mittauksia saadaan tehtyä helposti.

Mielestäni oikea vaihtoehto on testata säätötapaa vielä oikeassa koneessa, kun siihen tarjoutuu mahdollisuus. Työn aikana suoritettu testaus jättää vielä epävarmuustekijöitä, jos tuottosäätöinen pumppu asennetaan ilman lisätestejä seuraaviin tuotantokoneisiin. Penkkitestin avulla saavutetut tulokset poikkeavat joka tapauksessa ainakin jossain määrin todellisessa koneessa suoritettavista testeistä. Esimerkiksi dieselmoottorin kierrosluvun nostamiseen kuluva aika poikkeaa jonkin verran testipenkissä suoritettavasta ajasta. Tämä saattaa vaikuttaa merkittäväällä tavalla PID-säätimen vahvistuksien valintaan.

Toinen muutosta vaativa asia tulevaisuudessa on pumpun säätimen tarvitsema suuri virta-arvo. Epecin virtamittaus ei pysty käsittelemään yli yhden ampeerin virtoja, joten virtasignaalin takaisinkytkentää ei työn aikana tehdyissä mittauksissa voitu käyttää. Asia saadaan mahdollisesti korjattua Parkerin kehittämällä uudella versiolla säätimen proportionaaliventtiilistä tai säätimen kelan vaihdolla toisenlaiseen. Pumppua ei välttämättä edes saada käyttää tuotantokoneissa, jos Epecin virtamittausta ei saada mukaan pumpun ohjaukseen. Viimeinen jatkokehitystä vaativa asia on tilavuusvirtasäädössä pumpun säätimen kelalle aiheutuneiden virtapiikkien syyn selvittäminen. Syytä yritettiin hakea muun muassa järjestelmän sähköisistä kytkennöistä, löytämättä mitään ongelmaan viittaavaa. Kyseistä ongelmaa ei esiintynyt pyörimisnopeussäädön testauksessa, joten vika saattaa aiheutua ohjausjärjestelmän PID-säätimen toiminnasta.

Jatkossa olisi hyvä testata myös Parkerin kehittämää paranneltua versiota nykyisestä sähkösäätimestä, sillä kyseistä säädintä ei saatu tämän työn aikana testattavaksi. Painevärähtelyongelman aiheuttama pumpun vikaantuminen on ollut merkittävin ongelma nykyisessä käytössä, joten jos asia korjaantuu vanhasta säätimestä kehitetyllä versiolla, voidaan se perustellusti ottaa käyttöön. Toisaalta myös tuottosäätöisen pumpun ohjausohjelmisto on suunniteltu valmiiksi, joten sitäkin voidaan käyttää tulevaisuudessa. Tähän mennessä suoritettujen testien perusteella voidaan olettaa, että painevärähtelyjä saadaan vähennettyä tällä säätötavalla. PID-säätimen maltillisilla vahvistuksilla säätö saadaan toimimaan ilman suuria painevärähtelyjä, mutta tällöin joudutaan tinkimään säädön tarkkuudesta. Pieni säätövirhe ei kuitenkaan ole merkittävä asia puhallinkäytössä.

Parkerin ulkoisen PID-säätimen ja proportionaaliventtiilien ohjausmoduulin testaus jäi vähäiseksi tämän työn osalta. Testausaika loppui kesken, kun tähän vaiheeseen lopulta päästiin. Parametritiedostojen muokkaaminen toimiviksi jäi osittain kesken. Ulkoisten moduulien tarkempi testaus voidaan toteuttaa tulevaisuudessa, sillä niiden avulla saadaan vertailupohjaa ohjausjärjestelmän sisäisen säädön tarkkuudesta.

9 TUOTTOSÄÄDÖN ENERGIA TEHOKKAITA SOVELLUKSIA KAIVOSLASTAAJAAN

Hyötysuhdetta parantava sovellus tuottosäätöiselle pumpulle löydetään kaivoslastaajan LH514 jarru- ja puhallinpiiristä. Nykyisessä ratkaisussa puhaltimille ja jarrujen lataukselle menevä tilavuusvirta saadaan yhdeltä LS-säätöiseltä pumpulta. Uudessa ratkaisussa on tarkoitus nykyisen yhden pumpun sijaan käyttää kahta pumppua, jolloin jarrujen latauslohkosta päästäisiin kokonaan eroon. Kaksi pumppua toisi lisähintaa järjestelmälle, mutta toisaalta ainakin sama summa säästetään jarrunlatauslohkon hinnasta.

Tuottosäätöisen pumpun soveltamista kaivoslastaajan työhydrauliikassa voidaan verrata luvussa 6.3.1 esitetyn EFM-järjestelmän toimintaan. Molemmat ratkaisut toimivat siten, että tilavuusvirta sovitetaan järjestelmän määräämän toimintapisteen mukaan. Tuottosäätöisellä pumpulla voitaisiin ainakin teoriassa ohjata suoraan kaivoslastaajan puomi- ja kauhahydrauliikan toimintaa. Suoran pumppuohjauksen käyttö vaatisi kuitenkin erittäin tarkkaa toimintaa pumpun säätimeltä. Tämän työn osalta viimeiset mittaukset suoritettiin testaten pumpun hystereesiominaisuuksia tilavuusvirtasäädöllä.

9.1 Rakennemuutos jarru- ja puhallinpiiriin

Kaivoslastaajan LH514 nykyinen jarru- ja puhallinpiiri on toteutettu yhdellä LS-säätöisellä pumpulla. Piirissä olevan sekvenssiventtiilin yhteydessä on säätökuristin, jonka avulla säädetään puhaltimille menevän tilavuusvirran arvoksi 45 litraa minuutissa. Jarrujen latauslohkolle tilavuusvirtaa menee 12 litraa minuutissa. Puhaltimien ja ilmastointilaitteen kautta virtaus kulkee koneen etu- ja takajarrujen huuhtelulle. Huuhtelun jälkeen öljy palaa paluusuodattimen kautta tankkiin. Loppuosa pumpun tuotosta menee jarrupiirille, jonka yhteydessä suoritetaan jarruakkujen lataus erillisen latausventtiilin ohjaamana. Ratkaisu ei ole erityisen tehokas energiankulutuksen näkökulmasta, sillä pelkässä tilavuusvirran säätävässä kuristimessa tapahtuu noin 20 barin painehäviö. Lisäksi latausventtiili aiheuttaa häviöitä ja lisäkustannuksia järjestelmälle. Tässä luvussa esitetään vaihtoehtoinen ratkaisu, joka perustuu kahden erillisen pumpun käyttämiseen. Uudella rakenteella voidaan säästää energiaa nykyiseen ratkaisuun verrattuna.

Uudessa ratkaisussa puhallinpumpun tulisi olla tuottosäätöinen eli tilavuusvirtasäädetty, sillä samassa piirissä oleva hydraulisesti toimiva ilmastointilaitte vaatii tilavuusvirtaa 45 litraa minuutissa. Täsmällinen säätö saataisiin näin tehtyä helposti, suoraan tilavuusvirran määrää säätämällä. Pumpun kierrostilavuuden pitäisi alustavien laskelmien mukaan edelleen olla 28 cm^3 , sillä pienemmällä 18 cm^3 :n pumpulla ei aivan saavute-

Energiansäästö saavutetaan käytännössä sillä, että uuden piirin rakenteessa ei tarvita sekvenssiventtiilin yhteydessä olevaa 3,9 mm:n kuristinta, jolla säädetään puhaltimille menevä tilavuusvirta haluttuun arvoon. Ilman kyseistä kuristinta säästytään noin 20 barin painehäviöltä, jolloin tehoa säästyy pelkkä kuristin poistamalla noin 1,5 kW. Kyseisen tehon arvo voidaan laskea hydraulisen tehon kaavalla seuraavasti:

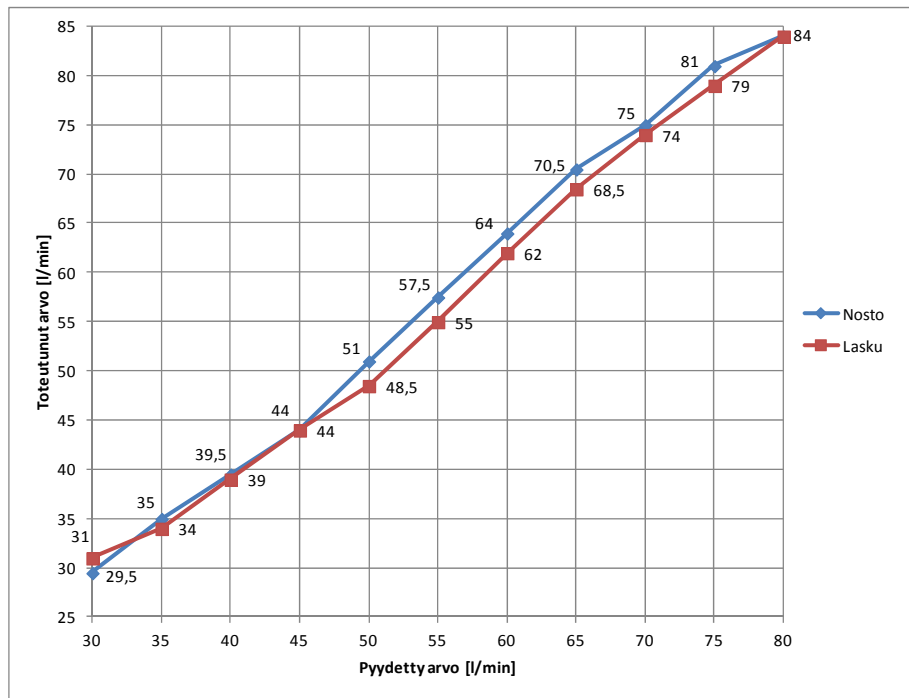
$$P_{hydr} = \Delta p * Q. \quad (9.1)$$

Jarrujen latauksen pumpuksi on alustavasti suunniteltu vakio painesäätöistä 18 cm³:n mäntäpumppua. Kyseisenä pumppuna voitaisiin käyttää Bosch Rexrothin tulevan A1-sarjan pumppua. Pumppu on kooltaan pieni ja myös hinnan pitäisi olla edullisempi kuin vastaavien muiden pumppujen. Uudesta järjestelmärakenteesta ei käytännössä aiheudu lisäkustannuksia, mutta hyötysuhde ja käytettävyys saadaan paremmiksi kuin nykyisessä järjestelmässä. Käytettävyys paranee, sillä komponenttien määrää saadaan vähennettyä, jolloin myös luotettavuus todennäköisesti paranee. Koneen toimintavarmuus on asia, jota asiakkaat yleensä arvostavat jopa enemmän kuin hieman parempaa hyötysuhdetta.

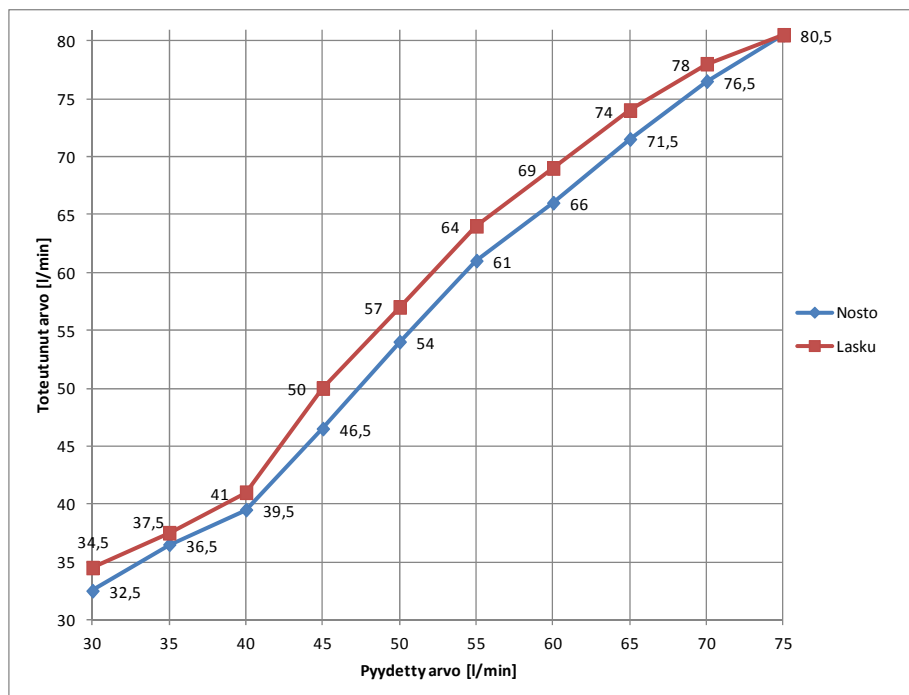
9.2 Tuottosäätöisen pumpun soveltaminen puomi- ja kauhahydrauliikassa

Tuottosäätöistä pumppuratkaisua voidaan periaatteessa soveltaa kaivoslastaajan puomi- ja kauhahydrauliikan ohjauksessa, saavuttaen energiaa säästäviä etuja. Tuottosäätöisen pumpun toimintaa tutkittiin tämän työn osalta myös ilman jäähdytyspuhaltimia. Jäähdytyspuhaltimet otettiin mittausten loppuvaiheessa pois järjestelmästä ja pumpun tuotto ajettiin suoraan testikoneikon säiliöön. Tässä vaiheessa pumpun tuottamasta tilavuusvirrasta suoritettiin mittausta. Testauksen tarkoituksena on piirtää hystereesikuvaajat muutamilla eri painetasoilla, joissa on ilmoitettu pumpulta pyydetty tilavuusvirran arvo x-akselilla, sekä toteutuneen tilavuusvirran arvo y-akselilla. Testeissä käytettiin ohjausjärjestelmän suorittamaa tilavuusvirtasäätöä.

Hystereesikuvaajat määritettiin kolmella eri painetasolla, jotka olivat 50, 100, ja 180 baria. Painetta voidaan nostaa testikoneikossa kuristamalla pumpun painelinjan virtausta. PID-säätimen vahvistuksien arvot vaikuttavat myös tässä testissä voimakkaasti siihen, mihin arvoon tilavuusvirta lopulta asettuu. Kaivoslastaajan puomin ja kauhan liikkeissä suuria värähtelyitä ei kuitenkaan saa esiintyä, joten vahvistuksissa ei voida käyttää liian suuria arvoja. Tämä saattaa toisaalta vaikuttaa merkittäväällä tavalla liikkeen tarkkuuteen. Ajettaessa pumppua noin 50 barin painetasolla, on hystereesi vielä suhteellisen pientä. Hystereesikuvaaja kyseisestä mittauksesta on esitetty seuraavan sivun kuvassa 9.2. Yksittäiset tilavuusvirta-arvot on otettu siitä kohdasta, johon tilavuusvirran arvo on asettunut pyyntiarvon muutoksen jälkeen. Pyyntiarvon muutos on aina 5 l/min kerrallaan. Kuvassa 9.3 on vielä esitetty hystereesikuvaaja 180 barin painetasolla ajettuna.



Kuva 9.2. Hystereesikuvaaja tilavuusvirtasäädöllä 50 barin painetasolla.



Kuva 9.3. Hystereesikuvaaja tilavuusvirtasäädöllä 180 barin painetasolla.

Kuvaajien perusteella voidaan todeta, että 50 barin painetasolla hystereesi pysyy vielä kohtuullisella tasolla. Suuremmalla painetasolla hystereesi on selkeästi liian suurta toimilaitteiden suoraa pumppuohjausta ajatellen. Näissä testeissä käytettiin PID-säätimen vahvistuksessa ainoastaan P-termiä, joten tarkkuutta saadaan varmasti parannettua tästä I- ja D-termien sopivalla yhdistelmällä. Näiden mittaustulosten perusteella voidaan kuitenkin todeta, että tällä tavalla toteutettua pumppuohjausta ei voida suoraan soveltaa kaivoslastaajan puomin ja kauhan liikkeen ohjauksessa.

10 JOHTOPÄÄTÖKSET

Tämän diplomityön tavoitteena oli tarkastella Sandvik Mining and Construction Oy:n valmistaman kaivoslastaajan LH514 hydrauliiikan hyötysuhdetta, sekä mahdollisia hyötysuhdetta parantavia ratkaisuja. Työn aihepiiriä lähestyttiin pitämällä työpäivän mittaiset workshopit suurimpien hydraulikomponenttien toimittajien Parker Hannifinin ja Bosch Rexrothin kanssa. Workshopeja varten tehtiin esiselvitystä tarkasteltavan kaivoslastaajan nykyisestä rakenteesta. Esiselvitykseen kuului muun muassa nykyisten komponenttien kartoittaminen sekä putkitus- ja liitinratkaisujen tarkastelu CAD-mallien avulla. Putkitus- ja liitinratkaisujen tarkastelun myötä voidaan tehdä se johtopäätös, että useiden yksittäisten ratkaisujen kohdalla on vielä parannettavan varaa ja koneen kokonaishyötysuhdetta voidaan myös parantaa tätä kautta. Workshopien myötä saatiin useita toteuttamiskelpoisia ideoita hyötysuhteen kehittämiseksi ja myös uutta tietoa tulevaisuudessa tarjolla olevista ratkaisuista.

Hydrauliiikan hyötysuhteen kehittämiseksi on nykypäivänä olemassa hyvin monenlaisia ratkaisuja. Useat ratkaisut kuitenkin tekevät koneen rakenteen huomattavasti monimutkaisemmaksi ja samalla myös herkemmäksi vioille. Kokemuksen perusteella tämä on yleensä vastoin loppuasiakkaan toiveita, vaikka hyötysuhde saataisiin paremmaksi ja sitä kautta polttoaineen kulutus pienemmäksi. Energiatehokkuuden ja koneen teknisen rakenteen suhteen joudutaan usein tekemään kompromisseja. Pohdittaessa hyötysuhteen kehityskkeinoja kaivoslastaajaan, voidaan tarkasteltavat osa-alueet jakaa kahteen osaan. Ensimmäinen tarkasteltava osa-alue on koneen työliikkeiden toteutus, eli käytännössä puomin ja kauhan liikkeen ohjaus. Toinen osa-alue on ajotoimintojen, eli lähinnä ajovoimansiirron toteutustapa. Johtopäätöksenä tästä voidaan todeta, että tulevaisuudessa lupaavimmat keinot tulevat liittymään erilaisiin energian varastointi- ja talteenottomahdollisuuksiin. Tulevaisuudessa etenkin digitaalihydrauliiikan ja erilaisten hybridijärjestelmien, eli energiaa talteenottavien ja varastoivien järjestelmien osalta voidaan odottaa merkittävää kehitystä. Lupaavia tuloksia on jo tähän päivään mennessä onnistuttu saamaan.

On olemassa myös monia yksinkertaisia keinoja, joiden avulla hyötysuhdetta voidaan parantaa, tekemättä koneen rakenteesta merkittävästi monimutkaisempaa. Tämän työn aikana päädyttiin tarkastelemaan muutamaa yksittäistä ratkaisua tarkemmin. Ensimmäisenä käytiin läpi koneen putkitus- ja liitinratkaisut, joissa ilmenevät epäkohdat saattavat aiheuttaa merkittäviä painehäviöitä hydraulipiireissä. Tätä kautta myös koneen kokonaishyötysuhde saattaa heikentyä merkittävästi. Tehokkaampi putkitusratkaisu tarkoittaa yleensä turhien putkimutkien poistamista ja virtausvastuksien suhteen optimaalisen putkikoon määrittämistä. Parker Hannifinin kanssa pidetyn workshopin aikana pohdittiin tehokkaampia vaihtoehtoja nykyisille ratkaisuille kaivoslastaajassa LH514.

Näiden ideoiden perusteella voidaan tulevaisuudessa tehdä tarkat laskelmat ja muutosehdotukset tulevia tuotantokoneita ajatellen. Muita yksinkertaisia energiansäästöjä mahdollistavia keinoja ovat esimerkiksi erilaisten regeneratiivisten kytkentöjen käyttö toimilaitteiden yhteydessä.

Työssä testattiin Parkerin uutta tuottosäätöistä RDEC-säätimellä varustettua P1-pumppua testipenkkikäytössä. Testijärjestelmä rakennettiin vastaamaan Sandvikin valmistaman kuljetuskoneen TH550 dieselmoottorin jäähdytyspuhallinpiiriä. Tuottosäätöisen pumpun testaus suoritettiin erityisesti siitä näkökulmasta, että nykyisessä painesäätöisessä järjestelmässä pumppuja on rikkoontunut vastaavassa käytössä suurien painevä-rähtelyjen takia. Testauksen tarkoituksena oli tutkia saadaanko uudella säätötavalla vähennettyä painevä-rähtelyjä odotetulla tavalla. Johtopäätöksiä työn aikana suoritetusta testauksesta tehtiin mittaustulosten dokumentoinnin yhteydessä, ja lisäksi luvussa 8.5 annettiin toimenpidesuosituksia tulevaisuudessa tehtävälle kehitystyölle. Tiivistettynä voidaan sanoa, että uudella pumpun säätötavalla saadaan vähennettyä järjestelmän painevä-rähtelyjä, kun järjestelmän parametriarvot on haettu kohdalleen. Tiettyjen epävarmuustekijöiden takia testaus pitää suorittaa vielä todellisessa koneessa. Tuottosäätöiselle pumpulle keksittiin energiatehokkuutta parantava sovellus kaivoslastaajan jarru- ja puhallinpiirissä. Tuottosäätöisellä pumpulla määritettiin lisäksi hystereesikuvaajia eri painetasoilla. Tällä tutkittiin kyseisen säätötavan soveltamismahdollisuuksia kaivoslastaajan työliikkeiden suoran pumppuohjauksen toteuttamisessa. Saavutetut tulokset eivät olleet ainakaan pelkällä P-säädöllä suoritettun testauksen puolesta riittävän tarkkoja, jotta kyseistä ohjaustapaa voitaisiin soveltaa kaivoslastaajan puomin ja kauhan ohjauksessa.

Sandvikin Turun toimipisteen seuraava energiatehokkuuden parantamiseen liittyvä projekti tulee keskittymään kaivoslastaajien puomi- ja kauhahydrauliikkaan. Kyseisen projektin tavoitteena on parantaa käyttäjän kokemaa tuntumaa puomin ja kauhan liikkeen ohjauksen osalta. Tämän lisäksi projektin aikana tullaan tarkastelemaan koneen työliikkeiden energiatehokkaita toteutusmahdollisuuksia. Energiatehokkuuden näkökulma tulee olemaan vahvasti esillä tässä projektissa. Projekti on laajuudeltaan suuri ja valmisteleavan työn jälkeen aikaa kuluu arvion mukaan yli vuosi. Tämä osoittaa sen, että Sandvikilla pyritään panostamaan energiatehokkaiden työkonien kehittämiseen. Energiatehokkuuden kehittämiseen keskittyvä projekti osoittaa myös sen, että yrityksessä pyritään jo ennalta vastaamaan tulevaisuuden tuomiin haasteisiin. Mielestäni työn aikana saatiin luotua hyvä pohja kyseiselle projektille. Tämän työn jälkeen yksittäisten kehityskeinojen tarkasteluja voidaan syventää ja alkaa miettiä järjestelmien testausta todellisessa koneessa. Viimeisenä johtopäätöksenä työn tarkastelujen perusteella voidaan todeta, että käytännössä jokaisessa kaivoslastaajan hydraulisesti toteutetussa toiminnossa on vielä kehittämisen varaa energiatehokkuuden näkökulmasta katsottuna. Tehdyt ratkaisut vaativat aina suuren määrän testejä, ja huomioon pitää ottaa myös asiakkaiden näkemykset sekä käytetyn uuden tekniikan luotettavuus. Suuria linjamuutoksia koneiden rakenteisiin ei voida tehdä lyhyessä ajassa, vaan kehitystyön pitää olla pitkäjänteistä ja jatkuvaa.

LÄHTEET

3S-Smart Software Solutions GmbH. CoDeSys [WWW]. [Viitattu 15.8.2011]. Saatavissa: <http://www.3s-software.com/index.shtml?homepage>.

AIDCO 900 Test Stand Operators Manual. 2006. USA, Aidco International Inc. 89 p.

Baal, J.R. 2009. Efficient Mobile Hydraulic Systems. Design World Jolokia Release. [Viitattu 11.3.2011]. Saatavissa: <http://www.designworldonline.com/articles/3469/Efficient-Mobile-Hydraulic-Systems.aspx>.

Bosch Rexroth AG. 2008. Axial piston pump-variable with electro-hydraulic pressure control A10V(S)O... ED../ER.. Data sheet. Germany. 8 p.

Bosch Rexroth AG. Hydromechanical Variable Transmission HVT [WWW]. [Viitattu 17.5.2011]. Saatavissa: http://www.boschrexroth.com/business_units/brm/en/products_and_solutions/hydraulic-systems/hvt-system/index.jsp.

Bosch Rexroth AG. Hydrostatic Fan Drives [WWW]. [Viitattu 15.2.2011]. Saatavissa: http://www.boschrexroth.com/country_units/europe/united_kingdom/en/products_solutions/mobile_hydraulics/branches/hydrostatic_fan_drives/electro-hydraulically_controlled_with_axial_piston_pump_and_motor/index.jsp.

Bosch Rexroth AG. Hydrostatic Regenerative Braking System HRB - Hydraulic Hybrid [WWW]. [Viitattu 17.2.2011]. Saatavissa: http://www.boschrexroth.com/business_units/brm/en/products_and_solutions/hydraulic-systems/hrb-system/index.jsp.

Canter, N. 2008. Improving efficiency of mobile hydraulic systems. Tribology & Lubrication Technology. [Viitattu 13.2.2011]. Saatavissa: <http://www.allbusiness.com/energy-utilities/energy-utility-regulation-policy/11680962-1.html>.

Center for Compact and Efficient Fluid Power. Test Bed 1: Mobile Heavy Equipment, High Efficiency Excavator [WWW]. [Viitattu 11.3.2011]. Saatavissa: <http://www.ccefp.org/research/testbeds/high-efficiency-excavator>.

Djurovic, M., Keuper, G., Mettälä, K. & Stachnik, P. 2007. Intelligent Oil Flow Management with EFM: The potentials of Electrohydraulic Flow Matching in Tractor

Hydraulics. Proceedings of the Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Volume 3 (3), May 21–23, 2007, Tampere, Finland, pp. 25–33.

Ehret, C. & Nagel, F. 2006. The Hydrostatic Regenerative Brake System from Rexroth. Mobile 2006, International Mobile Hydraulics Congress, 19 – 20 October 2006, Ulm, pp. 51–59.

Engine Emissions Seminar. 2010. Sauer Danfoss, Tampere,. Julkaisematon selvitys. 90 s.

Erkkilä, M. 2009. Model-Based Design of Power-Split Drivelines. Tampere, Tampereen teknillinen yliopisto - Tampere University of Technology. Tampereen Yliopistopaino Oy. 102 p.

Fonselius, J. 2001. Comparing Different Control Strategies of Hydrostatic Transmission System. Espoo, Tampere University of Technology. 83 p.

Fonselius, J., Rinkinen, J. & Vilenius, M. 2008. Koneautomaatio Hydrauliiikka II. 3. painos. Tampere, Tampereen Yliopistopaino Oy - Juvenes Print. 226 s.

Immonen, T. 1994. Hyötysuhteen muutoksen vaikutus mobilesovelluksen ominaisuuksiin. Diplomityö. Tampere. Tampereen teknillinen korkeakoulu. 113 s.

Huhtala, K. & Linjama, M. 2010. Digital Hydraulic Power Management System – Towards Lossless Hydraulics. The Third Workshop on Digital Fluid Power, October 13 - 14, 2010, Tampere, Finland, pp. 5–8.

Huhtala, K. 2009. IHA-2300 Mobilehydrauliiikka, luentomateriaali. Tampere, Tampereen teknillinen yliopisto.

Kauranne, H., Kajaste, J. & Vilenius, M. 2006. Hydraulitekniiikan perusteet. 3.-6. painos. Helsinki, Werner Söderström Osakeyhtiö. 354 s.

Kullaa, J., Paavilainen, H. & Savolainen, J. 2007. Vibration Damping of the Crane. Proceedings of the Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Volume 3 (3), May 21–23, 2007, Tampere, Finland, pp. 137–142.

Latour, C. 2006. Electrohydraulic Flow Matching (EFM) – The Next Generation of Load Sensing Controls. Mobile 2006, International Mobile Hydraulics Congress, 19 – 20 October 2006, Ulm, pp. 211–217.

Ludescher, H. 2006. Low Emissions, Low Costs – Hydrostatic Fan Concepts from Rexroth. Mobile 2006, International Mobile Hydraulics Congress, 19 – 20 October 2006, Ulm, pp. 61–67.

Mattila, J. 2000. On Energy-efficient Motion Control of Hydraulic Manipulators. Tampere, Tampereen teknillinen korkeakoulu, TTKK-PAINO. 88 p.

MicroControl. Manual μ CAN.4.ao-BOX [WWW]. [Viitattu 10.7.2011]. Saatavissa: http://www.microcontrol.net/download/manual/hb_mcan4ao_box_v1r00_en.pdf.

Parker Hannifin Corporation. Operation Manual, Series PID00A-40X [WWW]. [Viitattu 11.7.2011]. Saatavissa: <http://www.parker.com/literature/Hydraulic%20Controls%20Europe/Manuals%20UK/PID00A%20HY11-5715-616%20UK.pdf>.

Parker Hannifin Corporation. Installation Manual, Series PCD 00A-400 [WWW]. [Viitattu 11.7.2011]. Saatavissa: <http://www.parker.com/literature/Hydraulic%20Controls%20Europe/Manuals%20UK/PCD00A%20HY11-3236-M1%20UK.pdf>.

Parker Hannifin Corporation 2006. Rotary position sensor. Hydraulic Valve Division Sensor Business Unit. 2 p.

Parker Hannifin Corporation 2011. P1-PD with RDEC Installation. Hydraulic pump division Otsego, Michigan & Marysville, Ohio. 3 p.

Sandvik 2011a. Yrityksen kotisivu [WWW]. [Viitattu 1.3.2011]. Saatavissa: <http://www.sandvik.com>.

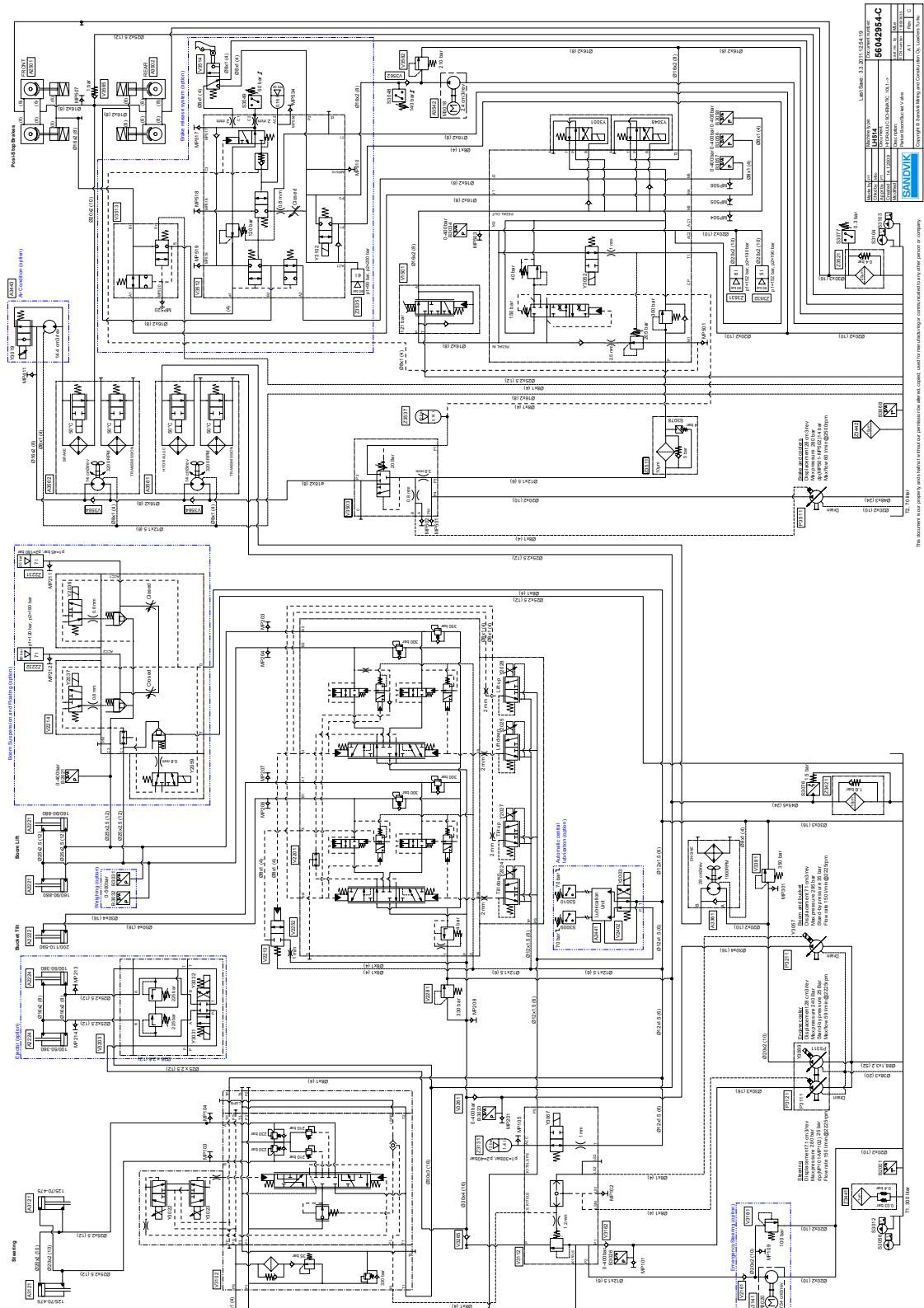
Sandvik 2011b. LH514, ohje hydrauliikan käyttöönottoon ja paineiden säätöön. Turku, Sandvik Mining and Construction Oy. Sandvikin sisäinen dokumentti.

Sandvik 2009. LH514 Service and Repair Manual. Turku, Sandvik Mining and Construction Oy. Sandvikin sisäinen dokumentti.

Schmid, F. 2006. Hydrostatics Meet Mechanics. Mobile 2006, International Mobile Hydraulics Congress, 19 – 20 October 2006, Ulm, pp. 125–132.

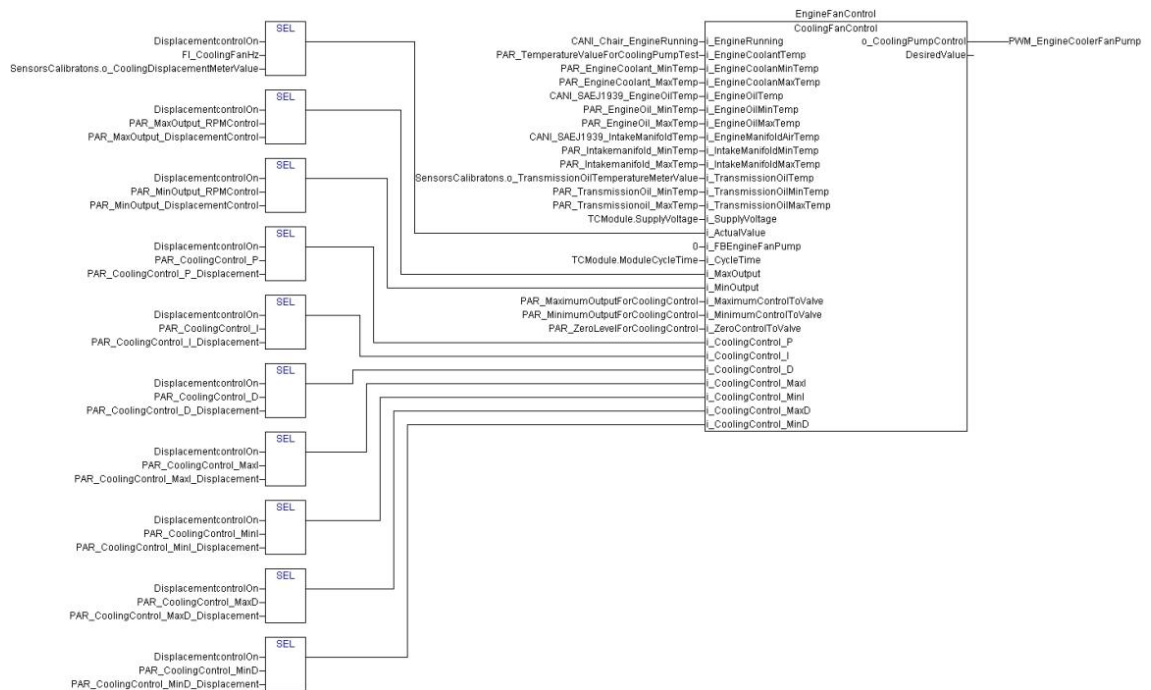
Suhonen, M. 2009. Tela-alustaisen murskauslaitoksen polttoainetalous. Diplomityö. Tampere. Tampereen teknillinen yliopisto. 67 s.

LIITE 1: KAIVOSLASTAAJAN LH514 HYDRAULIKAAVIO



LIITE 2: PUMPUN OHJAUSOHJELMISTON TOIMINTAA SELVENTÄVIÄ KOHTIA

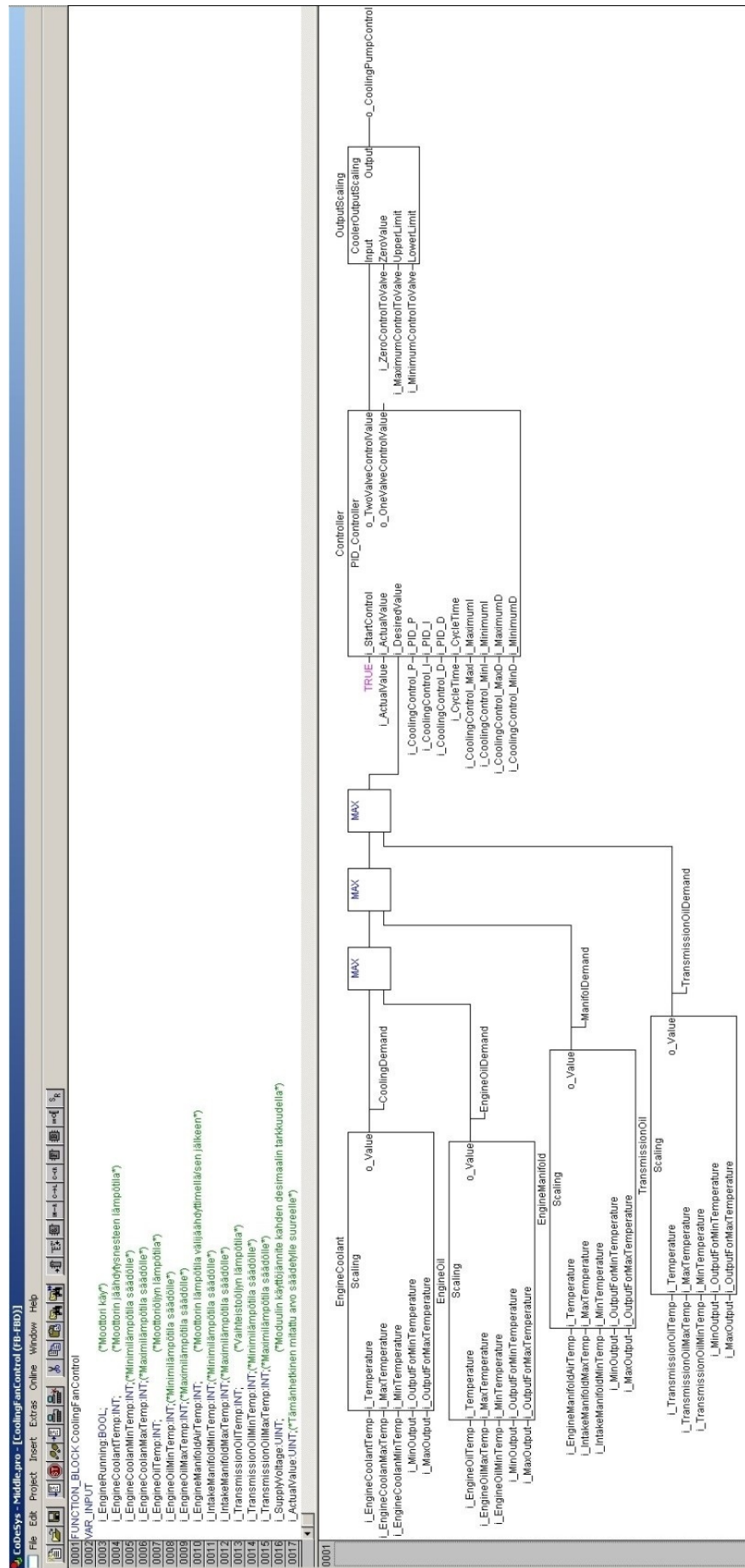
Alla oleva kuva esittää lohkokaaviomuodossa pumpun ohjausohjelman päätasoa, josta kutsutaan alemman tason funktiolohkoa.



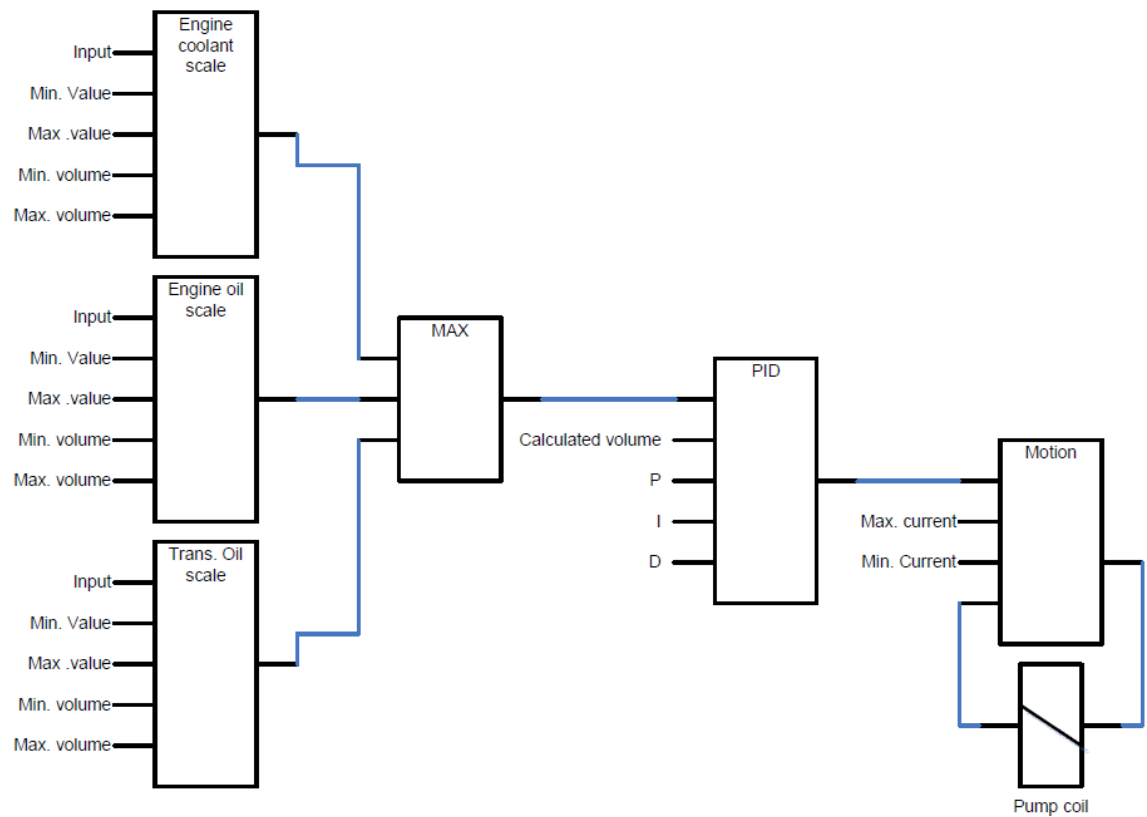
Alemman tason funktiolohkon inputien määrittely on esitetty alla olevassa kuvassa.

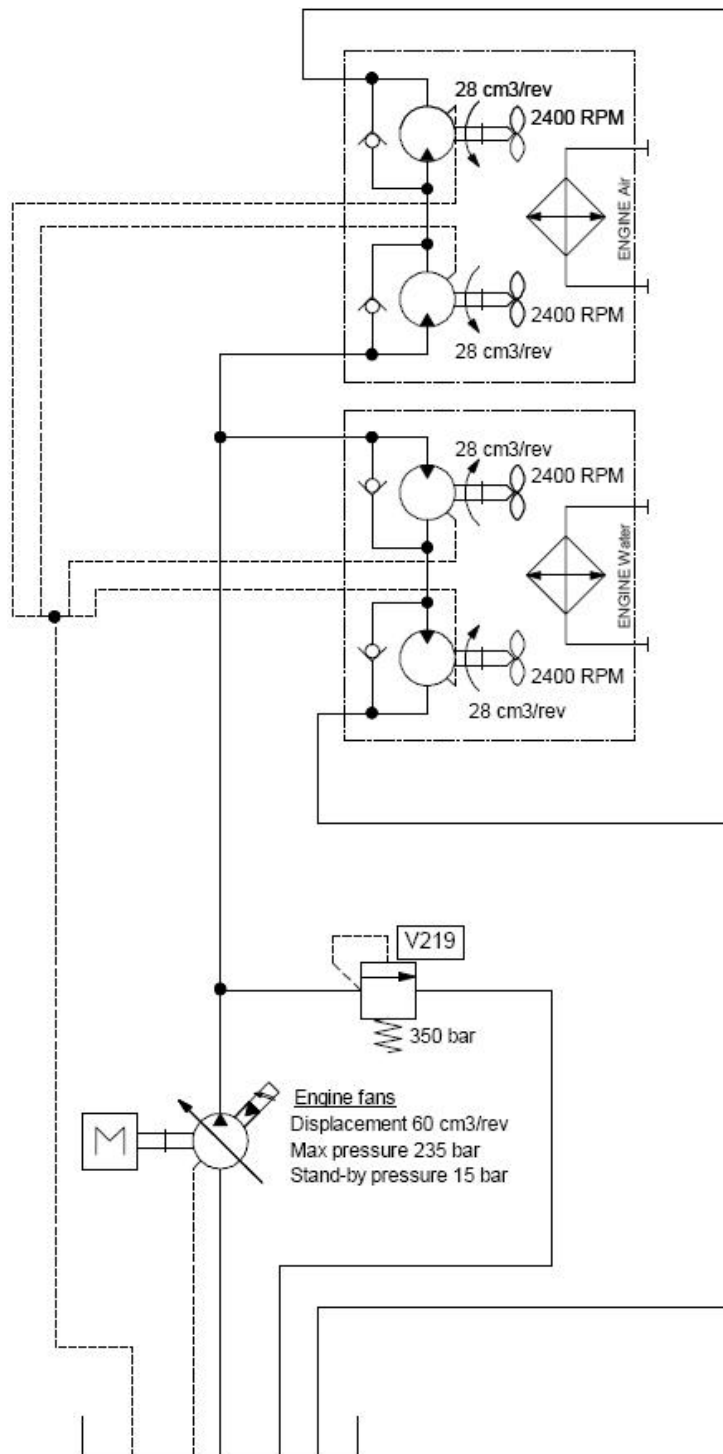
0001	FUNCTION_BLOCK CoolingFanControl
0002	VAR_INPUT
0003	i_EngineRunning:BOOL; (*Moottori käy*)
0004	i_EngineCoolantTemp:INT; (*Moottorin jäähdytysnesteen lämpötila*)
0005	i_EngineCoolanMinTemp:INT;(*Minimilämpötila säädölle*)
0006	i_EngineCoolanMaxTemp:INT;(*Maximilämpötila säädölle*)
0007	i_EngineOilTemp:INT; (*Moottoriöljyn lämpötila*)
0008	i_EngineOilMinTemp:INT;(*Minimilämpötila säädölle*)
0009	i_EngineOilMaxTemp:INT;(*Maximilämpötila säädölle*)
0010	i_EngineManifoldAirTemp:INT; (*Moottorin lämpötila välijäähdyttimellä/sen jälkeen*)
0011	i_IntakeManifoldMinTemp:INT;(*Minimilämpötila säädölle*)
0012	i_IntakeManifoldMaxTemp:INT;(*Maximilämpötila säädölle*)
0013	i_TransmissionOilTemp:INT; (*Vaihteistoöljyn lämpötila*)
0014	i_TransmissionOilMinTemp:INT;(*Minimilämpötila säädölle*)
0015	i_TransmissionOilMaxTemp:INT;(*Maximilämpötila säädölle*)
0016	i_SupplyVoltage:UINT; (*Moduulin käyttöjännite kahden desimaalin tarkkuudella*)
0017	i_ActualValue:UINT;(*Tämänhetkinen mitattu arvo säädetylle suureelle*)

Alemman tason funktiolohkon rakenne on esitetty kokonaisuudessaan seuraavan sivun kuvassa. Edellisessä kuvassa esitetty inputit määrittelevä osa nähdään seuraavan sivun kuvan yläreunassa.



Tilavuusvirtasäädön toimintaa kuvaava lohkokaavioesitys on esitetty alla olevassa kuvassa. Tilavuusvirran laskentaa (Calculated volume) kuvaava lohkokaavio esitettiin aiemmin työn kuvassa 8.9, sivulla 77.



LIITE 3: TESTIJÄRJESTELMÄN HYDRAULIKAAVIO

LIITE 4: TESTIJÄRJESTELMÄN KYTKENTÄKAAVIO

KytKentäkaavio Parkerin ulkoisilla moduuleilla:

